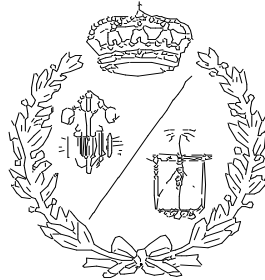


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Proyecto Fin de Máster

**DISEÑO DEL RODETE DE UNA
BOMBA CENTRÍFUGA
Y SU SIMULACIÓN CON UN
ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS.**
(Impeller design of a centrifugal pump and
its simulation with a Finite Elements Analysis.)

Para acceder al Título de

**MÁSTER UNIVERSITARIO EN
INGENIERIA INDUSTRIAL**

Javier Fraile Fernández
Julio - 2021

Agradecimientos

A mi tutor, Félix, por enseñarme y brindarme oportunidades.

A todos los profesores que me han aportado sus conocimientos y experiencia.

A mis compañeros y amigos, por hacerme las cosas más fáciles.

A Iris, por apoyarme e ilusionarme.

A mi hermano, Pablo, por guiarme el camino.

Y a mis padres por confiar en mí y hacer todo este proceso posible.

TABLA DE CONTENIDOS

Índice de figuras	7
Índice de tablas	14
Resumen	15
Abstract	17
MEMORIA	19
1. Introducción	20
2. Plan General de Abastecimiento de Cantabria.....	22
2.1 Propuesta de diseño de bomba centrífuga.	24
3. Mecánica de fluidos.....	26
3.1 Propiedades de los fluidos.	26
3.2 Características de un flujo.....	28
3.2.1 Energía de un flujo: Ec de Bernoulli	29
3.2.2 Flujo laminar y turbulento	31
3.2.3 Fuerza de flujo	35
4. Máquinas de fluidos	36
4.1 Turbomáquinas y la Ecuación de Euler	37
4.1.1 Partes de una turbomáquina generadora	38
4.1.2 Triángulo de velocidades	39
4.1.3 Ecuación de Euler.....	41
4.1.4 Grado de reacción.....	44
5. Bombas centrífugas.	45
5.1 Tipos de rodete	45
5.2 Tipos de bomba.....	46
5.3 Altura de diseño	47
5.4 Potencias, rendimientos y pérdidas en las bombas.	51
5.4.1 Clasificación de las pérdidas	51
5.4.2 Potencias y rendimientos	54
5.5 Curva característica	57
5.5.1 Curva ideal	58
5.5.2 Curva característica real	60
5.6 Diseño de los álabes del rodete.....	63
5.6.1 Selección del ángulo de entrada β_1	64
5.6.2 Selección del ángulo de entrada β_2	65
5.6.3 Factor de disminución del trabajo, número de álabes y su espesor	68
5.7 Leyes de semejanza	71
5.7.1 Colinas de rendimiento.....	74
5.7.2 Recorte del rodete	75

5.8 Número específico de revoluciones.....	78
5.8.1 Número específico de revoluciones en función de la potencia, n_s	78
5.8.2 Número específico de revoluciones en función del caudal, n_q	79
5.8.3 Número específico de revoluciones adimensional, n_o	79
5.8.4 Diseño de la bomba en función del número específico de revoluciones.	80
6. Cálculo teórico del rodete	83
6.1 Condiciones de diseño	83
6.2 Tipo de rodete.....	84
6.3 Inicialización de las dimensiones del rodete.	86
6.3.1 Cálculo de b_2	86
6.3.2 Cálculo de D_1	87
6.3.3 Inicialización del ángulo β_2	87
6.3.4 Cálculo del número de álabes y su espesor	87
6.3.5 Ángulo α_1	88
6.3.6 Diámetro D_2	89
6.3.7 Cálculo de b_1 y β_1	89
6.3.8 Dimensiones iniciales.....	91
6.4 Curva característica	92
6.5 Ajuste de los parámetros iniciales del rodete	92
6.5.1 Parametrización en Excel	93
6.5.2 Dimensiones definitivas para el primer modelado	96
7. Modelado con Autodesk Inventor	100
7.1 Modelado del rodete.....	100
7.1.1 Vinculación con Excel.....	101
7.1.2 Cuerpo del rodete	102
7.1.3 Álabes del rodete	105
7.1.4 Finalización del rodete	107
7.1.5 Modelado del flujo del rodete	108
7.2 Modelado de la carcasa	109
7.2.1 Modelado del flujo de la voluta	109
7.2.2 Modelado de la carcasa	114
7.3 Modelado de la entrada	117
7.3.1 Modelado del flujo de entrada	117
7.4 Ensamblaje del flujo	117
7.5 Ensamblaje del conjunto carcasa-rodete.	118
8. Simulación en Ansys	120
8.1 MEF	120
8.2 Ansys CFD y Fluent	121
8.3 Geometría.....	122
8.4 Mallado	123
8.5 Configuración.....	129
8.6 Resolución	134

8.7 Resultados	139
8.7.1 Distribución de presiones	140
8.7.2 Distribución de velocidades	142
8.7.3 Punto de funcionamiento	143
8.7.4 Simplificaciones de las condiciones de cálculo	145
8.7.5 Curva Característica Real	152
8.7.6 Pérdidas y Rendimiento	155
9. Rediseño del rodete	156
9.1 Modificación general del rodete.	156
9.1.1 Redimensionamiento del rodete	156
9.1.2 Curva característica real estimada	158
9.1.3 Simulación en Ansys y resultados	159
9.2 Modificación del diámetro de entrada, D_1.	160
9.3 Modificación del número de álabes, Z.	161
9.4 Modificación del ángulo de entrada, β_1.	163
9.5 Modificación del ángulo de salida. β_2.	164
9.6 Curva característica última	166
9.7 Rendimiento y Potencia.....	169
9.8 Recorte del rodete.....	173
10. Conclusión.....	175
PLANOS.....	177
PRESUPUESTO	181
Presupuesto	182
BIBLIOGRAFÍA	184
Referencias bibliográficas.....	185

Índice de figuras

Fig 1. Características de los Planes Hidráulicos. [1].....	23
Fig 2. Esquema general del Plan Vega de Liébana. [1].....	24
Fig 3. Diferencial de velocidades entre una placa móvil y una placa fija. [4]	27
Fig 4. Presión de una columna de fluido. [5]	28
Fig 5. Líneas de corriente de un flujo. [5]	28
Fig 6. Representación área-velocidad de la ecuación de la continuidad. [7]	29
Fig 7. Capa límite de un fluido en contacto con un sólido. [7].....	31
Fig 8. Fenómeno de recirculación producido en el desprendimiento de la capa límite. [7]	31
Fig 9. Animación que diferencia el flujo laminar del flujo turbulento. [7]	32
Fig 10. Resistencia de forma en el desprendimiento de la capa límite. [7]	33
Fig 11. Ábaco para la determinación de pérdidas de cargas en accesorios. Fuente: lasuperprofe10.blogspot.com.....	34
Fig 12. Diagrama de Moody. Fuente: fisica.laguia2000.com, Complementos matemáticos.	34
Fig 13. Esfuerzos que soporta un giro de ángulo α . [5].....	35
Fig 14. Esfuerzos que soporta un codo de 90° . [5].....	35
Fig 15. Clasificación de las bombas centrífugas en función de la dirección de su flujo. [8]	37
Fig 16. Rodete de una bomba centrífuga.	38
Fig 17. Partes del rodete de una bomba centrífuga. [5].....	38
Fig 18. Triángulos de velocidades a la entrada y salida de un álabe. [5].....	39
Fig 19. Triángulo de velocidades. [5]	39
Fig 20. Descomposición de las velocidades absolutas y relativas del fluido. [5].....	39
Fig 21. Áreas de entrada y salida en el rodete. [5]	40
Fig 22. Triángulo de velocidades. [5]	42
Fig 23. Esquema de elevación en el que una bomba eleva un fluido de un depósito a otro. [5]	49

Fig 24. Presión de saturación (bar) del agua en función de la temperatura (°C). [5]....	50
Fig 25. Representación de la presión de saturación (Pa) del agua en función de la temperatura (°C). [5]	50
Fig 26. Pérdidas volumétricas, exteriores e interiores, en el rodete de una bomba centrífuga. Fuente: Steemit. Sistemas Hidráulicos: Pérdidas de Potencia en una Bomba Centrífuga.....	53
Fig 27. Potencia transmitida y sus pérdidas desde el motor eléctrico hasta la que recibe el fluido. [5]	55
Fig 28. Pérdidas de caudal por recirculación y por fugas externas. [5].....	56
Fig 29. Representación de la transmisión de potencia y sus pérdidas desde la potencia en el eje hasta la potencia útil. [5]	57
Fig 30. Triángulos de velocidades a la entrada y salida de un álabe. [5].....	57
Fig 31. Descomposición de las velocidades absolutas y relativas del fluido. [5].....	58
Fig 32. Curva característica ideal en función del ángulo β_2 . [5]	59
Fig 33. Punto de funcionamiento de una bomba. Intersección entre la curva característica de la bomba y la curva resistente de la instalación. Fuente: Tiloom. Bombeos III. Curva resistente del sistema.	60
Fig 34. Modificación de la curva característica ideal por las pérdidas volumétricas externas. [5].....	61
Fig 35. Curva característica después de quitar las pérdidas volumétricas. [5]	61
Fig 36. Curva característica tras restar las pérdidas por rozamiento. [5]	62
Fig 37. Curva característica real definitiva después de quitar las pérdidas por choques. [5]	63
Fig 38. Comparación de los triángulos de velocidades con distintos ángulos β_1 . [5] ...	64
Fig 39. Comparación de los triángulos de velocidades de salida con distintos ángulos β_2 . [5]	65
Fig 40. Comparación de las velocidades de salida del rodete en función del ángulo β_2 . [5]	65
Fig 41. Evolución del grado de reacción y la altura dinámica y de presión en función del ángulo β_2 . [9].....	67
Fig 42. Corriente relativa en un rodete: a) teoría unidimensional; b) remolino relativo; c) superposición de a) y b). [9].....	68
Fig 43. Triángulo de velocidades con disminución de trabajo. [5]	69
Fig 44. Velocidad de erosión relativa de algunos materiales. [9].....	70

Fig 45. Parabolas de isorrendimiento y curvas características a diferentes velocidades de giro. [5].....	74
Fig 46. Colinas de rendimiento. [5].....	74
Fig 47. Rectas de isorrendimiento y diferentes curvas características para el recorte del rodete. [5]	75
Fig 48. Zona de trabajo óptima del rodete. [5].....	76
Fig 49. Diámetros exteriores de un rodete con diferentes recortes y cómo afecta en su zona óptima de trabajo. [5].....	76
Fig 50. Catálogo de bombas centrífugas de Omel para distintos modelos de bombas centrífugas trabajando a 2950 rpm. Fuente: Omel	77
Fig 51. Catálogo de bombas centrífugas de Omel para distintos modelos de bombas centrífugas trabajando a 1475 rpm. Fuente: Omel	77
Fig 52. Evolución de los rodetes de tipo radial a axial a medida que aumenta el número específico de revoluciones, n_s . [5].....	80
Fig 53 Evolución de los rodetes de tipo radial a axial a medida que aumenta el número específico de revoluciones adimensional, n_o . [9].....	81
Fig 54. Relación de diámetros, triángulos de velocidades y curvas características de los rodetes en función del n_q . Fuente: The centrifugal pump. Grundfos.	81
Fig 55. Dimensiones principales del rodete en función de n_o para un anteproyecto de una bomba radial. [9]	82
Fig 56. Representación meridional de bombas centrífugas de n_o bajos. [9]	85
Fig 57. Dimensiones principales del rodete en función de n_0 . Obtención de relaciones para $n_0=0.37$. [9]	86
Fig 58. Descomposición de las velocidades de entrada absolutas y relativas. [5].....	90
Fig 59. Triángulo de velocidades a la entrada. [5].....	90
Fig 60. Curva característica ideal tras con las dimensiones iniciales.	92
Fig 61. Hoja de Excel "Datos" desde donde se modifican los parámetros de diseño. .	94
Fig 62. Hoja 2 "Altura H" donde se muestran las alturas obtenidas y la curva característica ideal.....	95
Fig 63. Hoja 3 "Potencias" donde se muestran las potencias en el eje, en el rodete, en el fluido y la útil. También se obtiene una primera aproximación de los rendimientos manométricos y volumétricos partiendo de una supuesta eficiencia del 75% (teóricamente a.....	95
Fig 64. Curva característica ideal tras el redimensionamiento.	99

Fig 65. Logo Autodesk Inventor. Fuente: Autodesk.....	100
Fig 66. Ventana de vinculación en Inventor con los parámetros de Excel.	101
Fig 67. Hoja de Excel con todas las dimensiones y ángulos que afectan al diseño del rodete y la voluta. La hoja incluye capturas de Inventor para ayudar al diseñador a tomar decisiones.....	101
Fig 68. Boceto del perfil utilizado para la primera revolución. Medidas parametrizadas con Excel.	103
Fig 69. Rodete macizo obtenido con una operación de revolución	103
Fig 70. Boceto del perfil utilizado para el vaciado interior del cuerpo del rodete.....	104
Fig 71. Vaciado interior del cuerpo del rodete realizado mediante una segunda revolución.	104
Fig 72. Boceto del trazado de un álabe.....	105
Fig 73. Extrusión de uno de los álabes.	106
Fig 74. Cuerpo del rodete ya con los álabes generados.	107
Fig 75. Vista posterior del rodete finalizado.	107
Fig 76. Vista anterior del rodete finalizado.	107
Fig 77. Sólido 2: Rodete sin eje, sin chavetero y sin saliente posterior.	108
Fig 78. Sólido 1: Rodete macizo	108
Fig 79. Modelado del flujo que circula por el interior del rodete.....	108
Fig 80. Solevación de 7/8 de la espiral.	109
Fig 81. Boceto 3D con espiral y diámetros de la voluta.....	109
Fig 82. Boceto del diámetro inicial de la espiral de la voluta.	110
Fig 83. Diámetro inicial de la espiral de la voluta ampliado.	110
Fig 84. Diámetro de la sección 1/4 de la espiral de la voluta.....	112
Fig 85. Diámetro de la sección 1/2 de la espiral de la voluta.....	112
Fig 86. Diámetro de la sección 15/16 de la espiral de la voluta.	112
Fig 87. Diámetro de la sección 3/4 de la espiral de la voluta.....	112
Fig 88. Boceto del radio de salida de la espiral.	113
Fig 89. Solevación completa de la espiral de la voluta.....	113

Fig 90. Modelado final de la voluta.....	113
Fig 91. Sólido 1 con el que realizar el vaciado en la carcasa.	114
Fig 92. Perfil de revolución para el sólido macizo de la carcasa.	115
Fig 93. Vista posterior de la carcasa antes de realizar el vaciado.	116
Fig 94. Vista anterior de la carcasa antes de realizar el vaciado.	116
Fig 95. Modelado final de la carcasa.....	116
Fig 96. Modelado del flujo de entrada.	117
Fig 97. Ensamblaje del flujo que circula por el interior de la bomba.	118
Fig 98. Vista seccionada de tres cuartos del conjunto carcasa-rodete ensamblado..	119
Fig 99. Representación de cómo se aproxima un sistema discreto de elementos finitos. Fuente: Introducción al Método de Elementos Finitos. Fernando Viadero Rueda, Catedrático de la Universidad de Cantabria.....	120
Fig 100. Workbench de Ansys con la herramienta Fluid Flow (Fluent).....	121
Fig 101. Geometría del flujo del fluido importada en Ansys.....	122
Fig 102. Creación de un nuevo sistema de coordenadas.....	123
Fig 103. Named Selection: Inflow.....	124
Fig 104. Named Selection: EntradaPared	124
Fig 105. Named Selection: EntradaParedInterna	124
Fig 106. Named Selection: InterEntrada-Rodete.....	125
Fig 107. Named Selection: InterRodete-Entrada.....	125
Fig 108. Named Selection: RodeteParedDelantera.....	125
Fig 109. Named Selection: RodeteParedTrasera.....	125
Fig 110. Named Selection: RodeteAlabes.....	126
Fig 111. Named Selection: InterVoluta-Entrada.	126
Fig 112. Named Selection: InterRodete-Voluta.	126
Fig 113. Named Selection: VolutaPared	127
Fig 114. Named Selection: Outflow.....	127
Fig 115. Configuración del mallado.....	128

Fig 116. Mallado con resolución 4.....	128
Fig 117. Espacio de trabajo del software Fluent.....	129
Fig 118. Modelo de viscosidad k-omega (2eqn).....	130
Fig 119. Cell Zone Conditions: Entrada	131
Fig 120. Cell Zone Conditions: Voluta.....	131
Fig 121. Cell Zone Conditions: Rodete.	131
Fig 122. Boundary Conditions de todas las superficies del flujo.....	132
Fig 123. Configuración de la superficie RodeteAlabes de tipo Wall rotacional.	133
Fig 124. Método de cálculo.....	134
Fig 125. Menú de definición de un Surface Report.	134
Fig 126. Valores límite de los 6 residuales.....	135
Fig 127. Evolución de la presión (Pa) a la salida.....	138
Fig 128. Evolución de la presión (Pa) en la entrada.....	138
Fig 129. Evolución de la velocidad (m/s) a la salida de la bomba.....	138
Fig 130. Evolución de los residuales de cálculo.....	139
Fig 131. Configuración de Location Plano YZ con variable de presión.....	140
Fig 132. Representación de la distribución de presiones en el plano medio de la bomba.	141
Fig 133. Efecto de recirculación entre 2 álabes.....	142
Fig 134. Representación de los vectores velocidad del fluido a lo largo de toda la bomba.	143
Fig 135. Obtención de la velocidad de salida con las Surface Integrals	144
Fig 136. Evolución de los errores relativos de las presiones y la velocidad.....	147
Fig 137. Evolución de los errores relativos de las presiones y la velocidad en las primeras 1200 iteraciones.	149
Fig 138. Evolución del error relativo de la altura generada por la bomba.....	150
Fig 139. Evolución del error relativo de la altura generada por la bomba en las primeras 1200 iteraciones.	151
Fig 140 Muestreo de la curva característica real.....	153

Fig 141. Curva característica real con su curva de tendencia representada.	154
Fig 142. Curva real con pérdidas volumétricas y manométricas.....	155
Fig 143. Curva característica real estimada.	158
Fig 144. Distribución de presiones de la primera simulación después del redimensionamiento.....	159
Fig 145. Gráfico de la evolución de la altura en función del diámetro de entrada, D_1	161
Fig 146. Gráfico de las alturas obtenidas en función del número de álabes.	162
Fig 147. Gráfico de las alturas obtenidas en función del ángulo de entrada, β_1	163
Fig 148. Resultados obtenidos con la variación del ángulo de salida, β_2	164
Fig 149. Gráfico de las alturas obtenidas en función del ángulo de salida, β_2	165
Fig 151. Curva característica última.....	167
Fig 152. Distribución de presiones en el plano YZ en el diseño final.....	170
Fig 153. Prerrotación del fluido a la entrada del rodete.	170
Fig 154. Altura obtenida en función del recorte del rodete aplicado.	173

Índice de tablas

Tabla 1. Condiciones de diseño de la bomba centrífuga.....	84
Tabla 2. Inicialización de dimensiones de diseño.....	91
Tabla 3. Relaciones iniciales, áreas y velocidades radiales de entrada y salida.	96
Tabla 4. Áreas y velocidades radiales de entrada y salida tras los cambios en la salida.	97
Tabla 5. Relaciones iniciales, áreas y velocidades radiales después del ajuste de dimensiones.	98
Tabla 6. Dimensiones iniciales después del ajuste	99
Tabla 7. Parámetros vinculados.....	102
Tabla 8. Parámetros utilizados en la geometría del álabe.....	106
Tabla 9. Evolución de las presiones y la velocidad registradas en los “report files”...	146
Tabla 10. Evolución de los errores relativos de las presiones y la velocidad.....	147
Tabla 11. Evolución de la altura generada por la bomba.	150
Tabla 12. Evolución de la altura, presiones y velocidades en función del caudal o flujo másico.	152
Tabla 13. Dimensiones del rodete después de su rediseño.	158
Tabla 14. Resultados de la primera simulación de 1000 iteraciones después del redimensionamiento.....	159
Tabla 15. Resultados obtenidos con la variación del diámetro de entrada, D1.....	160
Tabla 16. Resultados obtenidos de la variación del número de álaves en el rodete.	162
Tabla 17. Resultados obtenidos con la variación del ángulo de entrada, β_1	163
Tabla 18. Resultados del punto de funcionamiento objetivo.....	165
Tabla 19. Dimensiones definitivas del rodete.....	166
Tabla 20. Resultados de las simulaciones del rodete final con diferentes caudales..	167
Tabla 21. Resultados obtenidos en función del recorte del rodete.	173
Tabla 22. Presupuesto para el diseño del rodete de una bomba centrífuga.	183

Resumen

PALABRAS CLAVE

Turbomáquina, bomba centrífuga, rodete, energía hidráulica, CAD, MEF, Ansys

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La gestión de los recursos hídricos de una región es una cuestión de gran importancia para el bienestar de su población. En concreto, Cantabria es una región en la que abunda el agua, pero existe un desequilibrio espacial y temporal en la disponibilidad de estos recursos debido a la dispersión rural en su interior y a la afluencia de visitantes en verano a los núcleos de la costa. Para solucionar este problema la región cuenta con un *Plan General de Abastecimiento y Saneamiento* con el que mejorar la gestión del agua captando, tratando y distribuyendo el mismo a diferentes núcleos de la región.

Se busca así una situación que se repita en numerosas ocasiones entre los 67 bombeos de todo el plan para proponer un diseño de una bomba centrífuga que se adapte a esas condiciones.

DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

Una vez conocidos los requisitos de diseño, se aplica la teoría de la mecánica de fluidos y de las turbomáquinas hidráulicas para obtener las dimensiones de un rodete teórico que cumpla con las condiciones impuestas en una situación ideal. Este cálculo se realiza con la primera y la segunda ecuación de Euler con las que se obtiene la curva característica ideal que rige el comportamiento de la bomba en dichas condiciones.

El diseño se modela con el programa de diseño asistido por computadora (CAD), Autodesk Inventor. Para una mayor agilidad al modelar, se vinculan todas las cotas del rodete con una hoja de Microsoft Excel para que se pueda modificar la geometría de forma instantánea cambiando los parámetros de la hoja de cálculo. Se crea el modelado del rodete y de la carcasa, que da cavidad al rodete, y también, del flujo que circula por el interior de ellos.

Una vez ya hemos creado los modelados, utilizamos el software Ansys, que utiliza el método de elementos finitos para realizar simulaciones de sistemas discretos con los que obtener resultados aproximados. Para ello importamos al programa la geometría del flujo que circula por el interior de la bomba y creamos un mallado de ese modelo. A

continuación, configuramos la simulación con las propiedades y condiciones de uso de la bomba, es decir, indicamos el tipo de fluido, qué superficies tienen un comportamiento giratorio, cuales son fijas, cuales son opacas, qué superficie es la entrada, cuál la salida, la presión a la entrada y el flujo másico. Una vez realizada la configuración, se ejecuta el programa y obtenemos los resultados de altura aplicando el teorema de Bernoulli. Realizando el cálculo para diferentes flujos másicos o caudales obtenemos la curva característica ideal para este primer prototipo.

Una vez tenemos los resultados realizamos un análisis de estos, estudiando la distribución de presiones, de velocidades, la curva característica y las pérdidas obtenidas. Con este estudio se puede modificar el diseño del rodete con criterio y realizar una segunda iteración del proceso teniendo en cuenta las pérdidas obtenidas y deduciendo con ellas las posibles pérdidas que se esperan en el siguiente diseño.

Gracias a los datos recopilados de la simulación de este primer diseño, el diseñador se puede aproximar con el siguiente modelado al punto de funcionamiento buscado de forma que se repite el proceso de modelado y simulación variando los parámetros más característicos del rodete. Para buscar la geometría definitiva se aplica el criterio de mejora de eficiencia además del criterio de obtención del punto de funcionamiento objetivo. Esta eficiencia se puede contrastar mediante comparación de la distribución de las presiones en el plano central de la bomba.

Una vez obtenido el punto de funcionamiento deseado, se realiza un cálculo de los rendimientos de la bomba diseñada y de la potencia necesaria para su funcionamiento. También se realizan simulaciones con la técnica de recorte de rodete, utilizada para modificar el punto de funcionamiento de la bomba y así aumentar la versatilidad de uso de la bomba para que se pueda utilizar en diversas condiciones siempre y cuando estas no disten mucho de la situación inicial.

Por último, se dibujan los planos del rodete y la carcasa con las dimensiones definitivas obtenidas en el diseño final.

Abstract

KEYWORDS

Turbomachine, centrifugal pump, impeller, hydraulic power, CAD, FEM, Ansys.

PROBLEM STATEMENT

The management of the water resources of a region is a matter of great importance for the well-being of its population. Specifically, Cantabria is a region in which water is abundant, but there is a spatial and temporal imbalance in the availability of these resources due to the rural dispersion in its interior and the influx of visitors in summer to the nucleus of the coast. To solve this problem, the region has a General Supply and Sanitation Plan with which to improve water management by capturing, treating and distributing it to different nucleus in the region.

Thus, a situation that is repeated many times among the 67 impulsions of the entire plan is researched to propose a design of a centrifugal pump that adapts to those conditions.

PROJECT DESCRIPTION

Once the design requirements are known, the theory of fluid mechanics and hydraulic turbomachines is applied to obtain the dimensions of a theoretical impeller that meets the conditions imposed in an ideal situation. This calculation is carried out with the first and second Euler equations with which the ideal characteristic curve that rules the behaviour of the pump under these conditions is obtained.

The design is modelled with the Computer-Aided Design (CAD) program, Autodesk Inventor. For greater agility when modelling, all impeller dimensions are linked to a Microsoft Excel sheet so that geometry can be instantly modified by changing the spreadsheet parameters. The modelling of the impeller and its housing is created, which gives a cavity to the impeller, as well as the flow that circulates inside them.

Once we have created the models, we use the Ansys software, which uses the finite element method to perform simulations of discrete systems with which we obtain approximate results. To do this, we import into the program the geometry of the flow that circulates inside the pump and create a mesh for that model. Next, we configure the simulation with the properties and conditions of use of the pump, that is, we indicate the

type of fluid, which surfaces have a rotating behaviour, which are fixed, which are opaque, which surface is the input, which is the output, inlet pressure and mass flow. Once the configuration is done, the program is executed and we obtain the height results by applying Bernoulli's theorem. Making the calculation for different mass flows we obtain the ideal characteristic curve for this first prototype.

Once we have the results, we carry out an analysis of these, studying the distribution of pressures, speeds, the characteristic curve and the losses obtained. With this study, the design of the impeller can be modified with criteria and a second iteration of the process can be carried out taking into account the losses obtained and deducting with them the possible losses that are expected in the next design.

Thanks to the data collected from the simulation of this first design, the designer can approximate the desired operating point with the following modelling, so that the modelling and simulation process is repeated, varying the most characteristic parameters of the impeller. In order to find the definitive geometry, the efficiency improvement criterion is applied in addition to the criterion for obtaining the target operating point. This efficiency can be verified by comparing the pressure distribution in the central plane of the pump.

Once the desired operating point has been obtained, a calculation of the performance of the designed pump and the power required for its operation is made. Simulations are also carried out with the impeller trimming technique, used to modify the operating point of the pump and thus increase the versatility of use of the pump so that it can be used in various conditions as long as these are not far from the initial situation.

Finally, the impeller and its housing planes are drawn with the definitive dimensions obtained in the final design.

MEMORIA

1. Introducción

Durante el siglo XXI la gestión de la energía ha cobrado un papel cada vez más importante en las agendas de los países más desarrollados. Esto viene precedido de un aumento de la conciencia sobre problemas a nivel mundial como el efecto invernadero, principal causa del cambio climático. Una mejor gestión supone una conversión hacia las energías renovables y una mayor implicación en la eficiencia energética buscando reducir los consumos.

En este punto es donde la gestión de los recursos hídricos se vuelve importante. El control de la energía de las masas de agua puede situar a un país en una situación muy favorable para su desarrollo. Esto se debe a que este control va a aportar beneficios en el siguiente orden: bienestar a sus ciudadanos, en términos de un buen abastecimiento; fortaleza a la agricultura; y, un aprovechamiento energético de carácter renovable. Buena parte de este control va a pasar por la posibilidad de almacenamiento de estos recursos hídricos en pantanos y depósitos, que van a permitir desde una buena regulación de la energía, hasta la reducción de los riesgos de inundaciones, pasando por el abastecimiento y el regadío.

La energía hidráulica como fuente de energía es el tipo de recurso renovable que más ventajas aporta al sistema energético de un país, ya que su energía es la de mayor calidad debido a las características de las centrales hidráulicas. Podemos recibir la energía del agua de una forma continua, lo cual no sucede en otras energías renovables como la energía eólica que depende de las rachas de viento, más instantáneas, que no entregan su fuerza de forma continua, siendo este factor importante para la estabilidad de la frecuencia de la red eléctrica. Además, permite equilibrar los picos de consumo de la población mediante la regulación en las centrales de bombeo consumiendo electricidad en horas bajas y generando electricidad en horas de alta demanda, lo cual añade un grado de eficiencia al sistema eléctrico.

Esta importancia de la gestión de los recursos hídricos y la eficiencia energética es la que me ha llevado a interesarme por el sector energético y en concreto por la energía hidráulica. Surge así la idea de la realización de este trabajo en el que se desarrollan conocimientos sobre la dinámica de fluidos y las máquinas hidráulicas, en concreto sobre las bombas centrífugas.

Se plantea así un proyecto en el que el objetivo es realizar el diseño del rodete de una bomba centrífuga para su incorporación al *Plan General de abastecimiento* de la región de Cantabria. Durante el desarrollo del diseño, se analiza el comportamiento dinámico del fluido mediante un análisis de elementos finitos con el fin de cumplir con los requisitos planteados y teniendo en cuenta el punto de vista energético para lograr una eficiencia adecuada.

2. Plan General de Abastecimiento de Cantabria

[1] Cantabria es una comunidad autónoma con abundancia de agua. Debido a su mayoritario clima oceánico tiene precipitaciones persistentes durante todo el año. Sin embargo, presenta un desequilibrio tanto espacial como temporal en la disponibilidad de los recursos hídricos. Esto es consecuencia de la dispersión rural del interior de la comunidad y de la distribución de la población, que se ha concentrado en núcleos de la costa. A ello hay que sumar el importante efecto que supone la afluencia de visitantes en verano, el cual, combinado con el caudal más bajo de los ríos en esa época, da como resultado un déficit hídrico estacional muy marcado en algunos municipios litorales.

Para contrarrestar este déficit hídrico estacional hay 22 Planes Hidráulicos que gestiona el Gobierno Regional dentro del Plan General de Abastecimiento y Saneamiento de Cantabria. Estos planes captan, tratan y distribuyen el agua a diferentes núcleos y municipios de la región, con dos infraestructuras principales del plan general, la “Autovía del agua” y el “Bitrasvase Ebro-Besaya-Pas”, que conexionan la mayoría de los 22 planes hidráulicos. Esta distribución se ve facilitada con 4 embalses de regulación que hay en Cantabria como son el Embalse de Alsa, el Embalse de El Juncal, el Embalse de Cohilla y el Embalse del Ebro.

Todos los planes cuentan con por lo menos una estación de tratamiento de agua potable (ETAP), que separa los lodos que pueda haber en las captaciones y los vierte a los sistemas de saneamiento. Esta ETAP es la que marca el caudal máximo del plan, que está formado generalmente por ramificaciones de las conducciones que distribuyen el agua por toda el área de actuación del plan. Para dar alcance a todas las zonas a las que el agua no es capaz de llegar por gravedad la mayoría de los planes cuentan con estaciones de bombeo que aportan la energía necesaria al agua para llegar a dichas zonas. Para ayudar en esta distribución, se cuenta con diversos depósitos de agua, generalmente antes y después de las estaciones de bombeo, con los que poder almacenar el agua y que no influyan a la red de distribución los picos horarios de demanda.

Sistema de abastecimiento	Cuenca	Nº impulsiones	Long. de tubería (Km)	Volumen depósito (m³)	Capacidad teórica de tratamiento (l/s)	Tipo de tratamiento
Plan Deva	Deva	6	25	3.700	300	A1
Plan Valdáliga	Escudo	1	30	7.152	100	A2
Plan Ruiloba	Costa Oeste	-	3	1.000	-	-
Plan Alfoz Lloredo	Costa Oeste	2	20	4.950	30	A2
Sistema Medio Saja	Saja	3	15	600	150	A2
Plan Santillana	Saja	2	10	9.000	100	A2
Plan Pas	Pas	4	51	10.255	160	A2
Plan Esles	Pas	4	24	4.730	40	A2
S. Cabarga Norte	Miera	4	38	6.900	150	A2
Plan Miera	Miera	1	14	2.050	45	A2
Plan Aguanaz	Miera	4	46	5.000	120	A2
Plan Noja	Campiázo	7	38	16.000	30	A2
Plan Asón	Asón	12	89	21.228	600	A2
Sistema Agüera	Agüera	2	4	12.400	120	A2
Plan C. Urdiales	Costa Este	5	17	10.100	160	A2
Plan Herrerías	Nansa	1	17	1.150	10	A1
Plan S. Hermosa	Miera	1	7	150	Sin ETAP	-
Plan Alto de la Cruz	Asón	2	3	1.300	20	A1
Plan Camaleño	Deva-Cares	-	15	1.100	50	A2
Plan V. de Liébana	Deva-Cares	4	25	1.225	50	A2
Plan Liébana	Deva-Cares	-	10	300	40	A2
Plan Reinosa	Ebro	2	23	1.500	100	A2
Total Planes		67	524	121.790		

Fig 1. Características de los Planes Hidráulicos. [1]

En total, con la suma de los 22 planes, en el plan general de abastecimiento se cuenta con 67 impulsiones, es decir, estaciones de bombeo, 524 km de tubería y 121.790 m³ de capacidad en los depósitos.

Por ejemplo, el Plan Vega de Liébana abastece a 11 localidades de su municipio. Capta el agua del río Castrejón, de la cuenca del Deva-Cares, que es transportado a la ETAP del municipio, con capacidad de 50 l/s. Tiene la dificultad de que alguno de sus núcleos está en zona montañosa, de forma que es necesario el bombeo y regulación para asegurar el abastecimiento de estas zonas. En total tiene 4 impulsiones y 5 depósitos con una capacidad de 1225 m³ y necesita de 25 km de tuberías para las conducciones. Al igual que este plan el resto de los planes se pueden encontrar en BOC EXTRAORDINARIO NÚM. 41 del martes, 9 de junio de 2015.

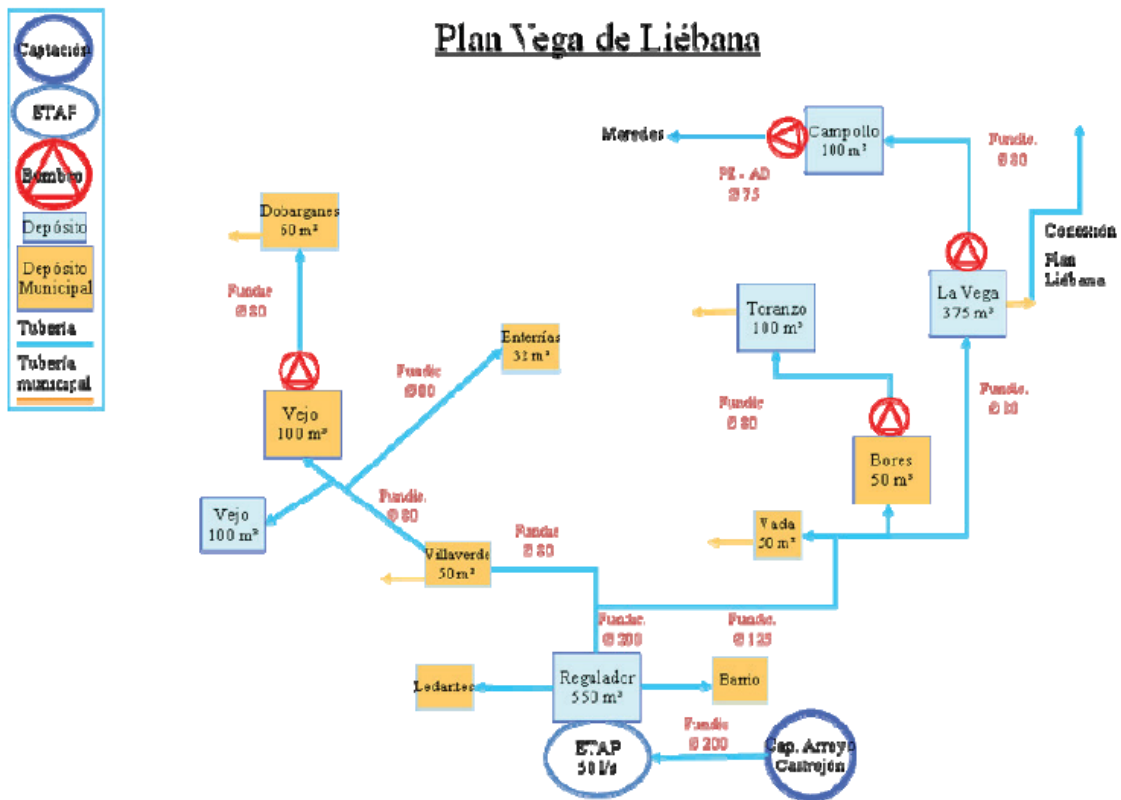


Fig 2. Esquema general del Plan Vega de Liébana. [1]

2.1 Propuesta de diseño de bomba centrífuga.

En el Plan General de abastecimiento hay un número elevado de estaciones de bombeo con las siguientes características:

- Alturas de elevación entre 80 y 90 metros.
- Caudal de 140 m³/h.
- Régimen de funcionamiento: 2900 rpm.

El dato de las alturas hace referencia al rango en el que más bombas trabajan del conjunto de todos los planes, y se refiere a la altura manométrica, es decir, la altura de bombeo útil de la instalación, que suma la altura geométrica y las pérdidas en las tuberías.

El caudal con el que trabajan las estaciones de bombeo para esas alturas es de 140 m³/h con un margen de un +-5%.

El régimen de giro de 2900 rpm está marcado por las características de los motores asíncronos encargados de girar las bombas. [2] Este régimen es característico de los motores asíncronos con un solo par de polos que trabajan a la frecuencia de 50Hz. Estos motores se rigen por la siguiente ecuación, siendo p el número de pares de polos, f_1 la frecuencia eléctrica y n_1 la velocidad de sincronismo.

$$n_1 = \frac{60 * f_1}{p} = \frac{60 * 50}{1} = 3000$$

Por las características del motor asíncrono, el rotor gira, en función de la carga que esté moviendo, a una velocidad un poco menor de la de sincronismo para que pueda haber par electromagnético. Es ese el motivo por el que el motor gira a 2900 rpm, aunque este valor puede variar en función de la carga soportada. Sin embargo, la carga de estas bombas centrífugas no varía, debido a que no varía la curva resistente de la instalación, marcada por la diferencia geométrica de elevación y las pérdidas de las tuberías.

Debido a estas características comunes en numerosos bombeos del Plan general de abastecimiento se va a proponer un diseño de una bomba centrífuga que se pueda aprovechar para distintas localizaciones con las características enunciadas. En concreto se va a buscar realizar un diseño para conseguir la máxima altura de ese rango, 90 metros, para después poder barrer todo el rango hasta los 80 metros de altura mediante la técnica de recorte del rodete, que aporta versatilidad al diseño, sin perder excesivo rendimiento.

3. Mecánica de fluidos

[3] La Mecánica de Fluidos es una rama de la física que estudia las leyes del movimiento de los fluidos y sus procesos de interacción con los cuerpos sólidos.

La característica fundamental de los fluidos es la denominada *fluidez*. Un fluido cambia de forma de manera continua cuando está sometido a un esfuerzo cortante, por muy pequeño que éste sea, es decir, un fluido no es capaz de soportar un esfuerzo cortante sin moverse durante ningún intervalo de tiempo. De esta forma una pequeña fuerza produce grandes deformaciones no elásticas (no se recupera la forma) en el fluido.

Según el estado en el que se encuentre el fluido este puede ser líquido o gas, lo cual influye de forma determinante en su comportamiento debido a la diferencia de compresibilidad.

Gases: Los gases presentan una gran compresibilidad, que influye sobre las características del flujo, ya que tanto el volumen como la densidad varían fácilmente. El movimiento térmico de sus moléculas es mayor que sus fuerzas atractivas y de esta forma los gases tienden a ocupar todo el volumen del recipiente que los contiene.

Líquidos: Los líquidos tienen una compresibilidad muy débil. Esto es debido a que las fuerzas atractivas entre las moléculas del líquido vencen al movimiento térmico de las mismas formando el líquido. Los líquidos forman así una superficie libre y no ocupan todo el volumen del recipiente que los contiene.

Esta característica que diferencia los líquidos de los gases hace que su comportamiento varíe totalmente, de forma que la Termodinámica es la rama que se encarga de estudiar el comportamiento de los fluidos compresibles. Nosotros nos vamos a centrar en el comportamiento de los líquidos.

3.1 Propiedades de los fluidos.

Densidad

La densidad es la masa por unidad de volumen. La densidad depende de la temperatura y para el agua alcanza su densidad máxima (1000 kg/m^3) a los 4°C . La densidad del agua a 25°C es de 997.05 kg/m^3 . Las unidades en el Sistema Internacional son kg/m^3 .

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Peso específico

El peso específico se define como el peso por unidad de volumen, siendo la gravedad $g=9.8 \text{ m/s}^2$. En el Sistema Internacional se mide en N/ m^3 .

$$\gamma = \rho * g$$

Viscosidad

La viscosidad refleja la resistencia al movimiento del fluido y tiene un papel análogo al del rozamiento en el movimiento de los sólidos. [4] La **viscosidad dinámica**, μ ($\text{Pa}\cdot\text{s}$), también llamada viscosidad absoluta, es la resistencia interna entre las moléculas de un fluido en movimiento y determina las fuerzas que lo mueven y deforman. Determina la tensión tangencial que puede soportar un fluido.

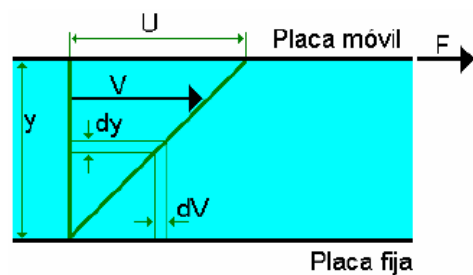


Fig 3. Diferencial de velocidades entre una placa móvil y una placa fija. [4]

$$\tau = \mu \frac{dV}{dy}$$

La **viscosidad cinemática**, ν (m^2/s) relaciona la viscosidad dinámica con la densidad del líquido.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Compresibilidad

Se caracteriza por el coeficiente de compresibilidad, κ , y representa la disminución relativa del volumen por unidad de aumento de presión. Es característica propia de cada fluido y sus unidades son la inversa de la presión (m^2/N).

$$\kappa = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp}$$

Presión

La presión se define como la fuerza por unidad de superficie y su unidad del S.I. es el *Pascal* ($1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$). En el caso de los fluidos en reposo la fuerza ejercida sobre una superficie es siempre perpendicular a esta ya que si hubiera una componente tangencial el fluido fluiría. En el caso de los fluidos en movimiento si este tiene una viscosidad baja apenas aparecen fuerzas tangenciales de rozamiento tampoco. Esta presión además de ser perpendicular a las superficies también se transmite en todas las direcciones.

[5] Teniendo en cuenta que la presión atmosférica a nivel del mar y 0°C (p_{atm}) es de 1.013bar. Según la forma en la que medimos la presión esta puede ser:

- **Absoluta:** Siempre mayor que 0.
- **Relativa:** Tomamos como referencia la p_{atm} , de forma que sí puede ser negativa.

$$p_{\text{atm}} = 1.013\text{bar}$$

$$p_{\text{abs}} = p_{\text{atm}} + p_{\text{rel}}$$

La **presión de una columna de fluido** es:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{\text{Masa} * g}{A} = \frac{(\rho * V) * g}{A} = \frac{\rho * (h * A) * g}{A} = \rho * g * h$$

$$p_{\text{abs}} = p_{\text{atm}} + \rho * g * h$$

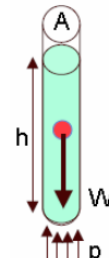


Fig 4. Presión de una columna de fluido. [5]

Si hay una succión la presión relativa será negativa con un mínimo de -1.013bar de forma que la presión absoluta nunca pueda ser negativa.

3.2 Características de un flujo

Cuando un fluido se encuentra en movimiento forma un flujo que sigue una trayectoria definida por unas “líneas de corriente” imaginarias. El camino que recorre una partícula de un fluido se llama “trayectoria de partícula”.

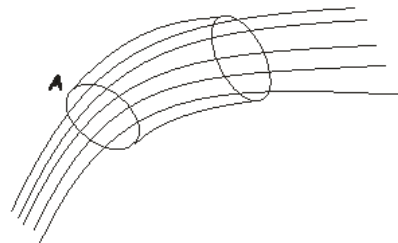


Fig 5. Líneas de corriente de un flujo. [5]

La cantidad de fluido que lleva la corriente se puede determinar mediante el caudal volumétrico (Q), el peso del flujo (W) o el flujo másico (M).

$$Q = A * V \text{ (m}^3/\text{s)}$$

$$W = \gamma * Q \text{ (N/s)}$$

$$M = \rho * Q \text{ (kg/s)}$$

[6] En un hilo de corriente:

- no entra ni sale fluido lateralmente porque la velocidad es tangencial a él.
- es estacionario en régimen permanente
- no se crea ni se destruye masa, no existe ni concentración ni dilución

Se tiene entonces que el flujo másico en un flujo permanece constante y con ello obtenemos la ecuación de la continuidad de un flujo.

$$M_1 = M_2$$

$$\rho_1 * Q_1 = \rho_2 * Q_2$$

$$\rho_1 * A_1 * V_1 = \rho_2 * A_2 * V_2$$

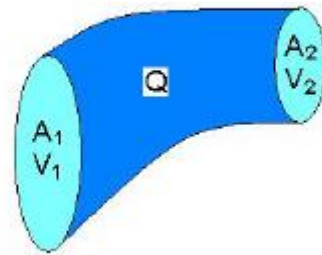


Fig 6. Representación área-velocidad de la ecuación de la continuidad. [7]

En el caso de los fluidos incompresibles, no solo permanece constante el caudal másico, sino también el caudal volumétrico ya que la densidad del fluido permanece constante.

Como $\rho_1 = \rho_2 \rightarrow Q_1 = Q_2$ y con ello $A_1 * V_1 = A_2 * V_2$

3.2.1 Energía de un flujo: Ec de Bernoulli

[5] La energía de los fluidos se puede presentar en estos de 3 formas diferentes: energía potencial (E_{pot}), energía cinética (E_c) y energía de presión (E_{pres}).

- La E_{pot} es debida a la elevación que posee el fluido.

$$E_{pot} = w * z \text{ (J)}$$

w el peso del fluido(N)
z la distancia vertical a la cota ref.

- La E_c es la energía que tiene el fluido debido a la velocidad de este.

$$E_c = \frac{1}{2} \left(\frac{w}{g} \right) V^2 \text{ (J)}$$

- La E_{pres} es el trabajo necesario para mover un flujo a través de una determinada sección n contra de la presión.

$$E_{pres} = p (A d) = p \left(\frac{w}{\gamma} \right) (J) \quad \begin{array}{l} p \text{ la presión} \\ d \text{ la distancia recorrida por el flujo} \end{array}$$

La energía total de un fluido es la suma de los 3 tipos de energía.

$$E = E_{pot} + E_c + E_{pres} = w * z + \frac{1}{2} \left(\frac{w}{g} \right) V^2 + p \left(\frac{w}{\gamma} \right)$$

Si dividimos /w podemos expresar la ecuación en unidades de altura, y la altura de carga H es:

$$H = z + \frac{V^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} \quad (m)$$

El teorema de Bernoulli define la variación de energía en el flujo de un fluido incompresible sin que hay transmisión de calor.

$$E_{entrante} + E_{añadida} - E_{extraída} - E_{perdida} = E_{saliente} (J)$$

$$z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + H_{aña} - H_{ext} - H_{per} = z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \quad (m)$$

La altura añadida la aplicaría una bomba, la extraída la absorbería una turbina y la perdida se debería a las pérdidas en las tuberías.

La potencia que desarrolla el flujo es la siguiente:

$$Pot = \gamma * Q * H \quad \left[\frac{N}{m^3} * \frac{m^3}{s} * m = \frac{N * m}{s} = \frac{J}{s} = W \right]$$

Esta misma potencia puede ser la que añade una bomba al fluido, siendo H la altura extra añadida al fluido, o también puede ser la potencia extraída por una turbina siendo H la altura absorbida del fluido.

La pérdida de altura en las tuberías es proporcional a V^2 y solo quita energía cinética al fluido ya que si el fluido está estático no existen pérdidas en las tuberías y la energía de presión y potencial se mantienen.

$$H_{per} = cte \frac{V_2^2}{2g}$$

La constante se determina experimentalmente.

3.2.2 Flujo laminar y turbulento

[7] Cuando un fluido se encuentra en movimiento relativo respecto a un sólido, el fluido tiene una capa denominada **capa límite** que es el espesor de fluido que se ve perturbado por la presencia del sólido.

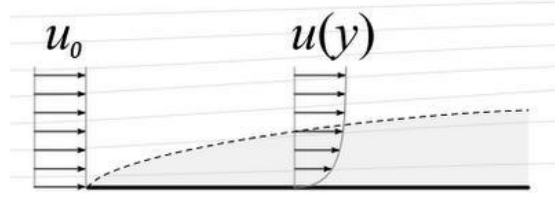


Fig 7. Capa límite de un fluido en contacto con un sólido. [7]

Cuando entre dos partículas en movimiento existe gradiente de velocidad, o sea que una se mueve más rápido que la otra, se desarrollan fuerzas de fricción que actúan tangencialmente a las mismas. Las fuerzas de fricción tratan de introducir rotación entre las partículas en movimiento, pero simultáneamente la viscosidad trata de impedir la rotación. Dependiendo del valor relativo de estas fuerzas se pueden producir diferentes estados de flujo.

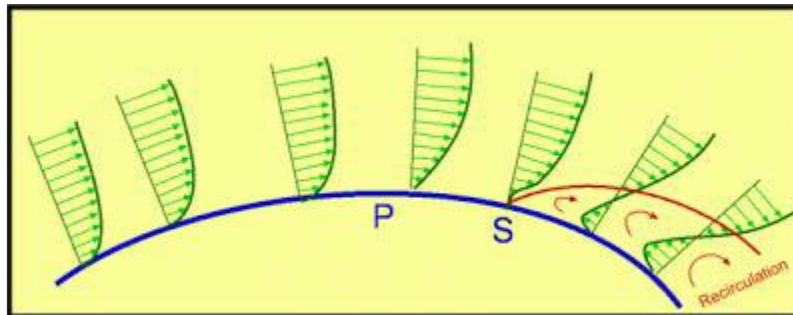


Fig 8. Fenómeno de recirculación producido en el desprendimiento de la capa límite. [7]

Cuando el gradiente de velocidad es bajo, la fuerza de inercia es mayor que la de fricción, las partículas se desplazan, pero no rotan, o lo hacen, pero con muy poca energía, el resultado final es un movimiento en el cual las partículas siguen trayectorias definidas, y todas las partículas que pasan por un punto en el campo del flujo siguen la misma trayectoria. Este tipo de flujo fue identificado por **O. Reynolds** y se denomina "**laminar**", queriendo significar con ello que las partículas se desplazan en forma de capas o láminas.

Al aumentar el gradiente de velocidad se incrementa la fricción entre partículas vecinas al fluido, y estas adquieren una energía de rotación apreciable, la viscosidad pierde su efecto, y debido a la rotación las partículas cambian de trayectoria. Al pasar de unas trayectorias a otras, las partículas chocan entre sí y cambian de rumbo en forma errática. Este tipo de flujo se denomina "**turbulento**".

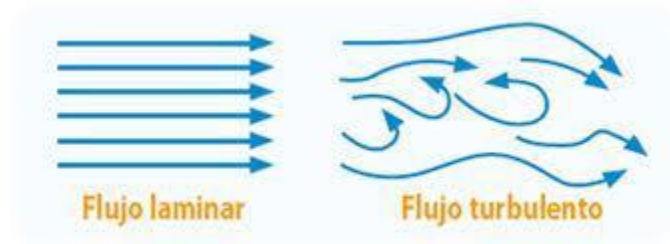


Fig 9. Animación que diferencia el flujo laminar del flujo turbulento. [7]

La **resistencia de superficie** es la producida por el rozamiento entre el fluido en movimiento y el sólido con el que está en contacto (capa límite), rozamiento de capas del fluido con otras (régimen laminar) y entre las partículas del fluido entre sí (régimen turbulento). Depende directamente de la viscosidad.

- **[5] Flujo laminar:** las partículas se mueven en direcciones paralelas formando capas o láminas. El fluido es uniforme y regular. La viscosidad dinámica (μ) domina el movimiento del fluido.

$$\tau = \mu \frac{dV}{dy} \quad \tau \text{ es el cortante (F/A)}$$

- **Flujo turbulento:** las partículas se mueven de forma desordenada en todas las direcciones; es imposible conocer la trayectoria individual de cada partícula. En la caracterización del movimiento se debe considerar los efectos de la viscosidad (μ) y de la turbulencia (η).

$$\tau = (\mu + \eta) \frac{dV}{dy} \quad \eta \text{ depende de } \rho \text{ y del movimiento}$$

$0 \leq \eta \leq 10.000 \mu$

¿Cómo determinamos el límite en el que un flujo pasa de ser laminar a turbulento?

Si el flujo es laminar o turbulento lo determina el número de Reynolds, Re , que es adimensional.

$$Re = \frac{V * L_c}{\nu} \quad \left[\frac{\frac{m}{s} * m}{m^2/s} \right]$$

V es la velocidad (m/s)

ν es la viscosidad cinemática (m^2/s)

L_c es la longitud característica. Siendo $L_c = 4D_h$.

$D_h = \text{Área del flujo} / \text{Perímetro mojado}$

Si $Re < 2000$ el flujo es laminar, y si $Re > 4000$ el flujo es turbulento.

Sin embargo, estos valores son aproximados, según lo controlado que esté el flujo el límite de laminar a turbulento se puede encontrar en un valor u otro. Ese es el motivo por el que hay un margen de 2000 puntos para determinar si un flujo es laminar o turbulento. De hecho, se pueden dar situaciones muy controladas en ensayos experimentales en las que se consigue un flujo laminar con un valor de Reynolds de 10000.

[7] En general, cuando Re se acerca a $4 \cdot 10^5$, aparece lo que se conoce como punto de transición, en ese momento, la capa límite aumenta bruscamente de anchura. Se origina entonces un gradiente de presiones adverso. Es lo que se conoce como **resistencia de forma**.



Fig 10. Resistencia de forma en el desprendimiento de la capa límite. [7]

La resistencia de forma se produce al desprenderse la capa límite y depende en gran medida de la forma del contorno.

[5] Para cuantificar los dos tipos de resistencia que tenemos en los flujos, la resistencia de superficie y la resistencia de forma, utilizamos la ecuación de *Darcy-Weisbach* que marca las pérdidas por fricción, H_L , tanto en régimen laminar como turbulento.

$$H_L = f \frac{L_{eq}}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (m)$$

$f(\lambda)$ es el factor fricción
 L_{eq} es la longitud equivalente de la tubería
 V es la velocidad
 D el diámetro de la tubería
 g es la gravedad

La longitud equivalente de una tubería es el resultado de sumar la longitud de la tubería y la longitud a la que equivaldrían todos los accesorios, curvas y codos que contiene esa tubería ya que hacen que aumenten las pérdidas.

$$L_{eq} = L_{tub} + L_{eq_accesorios}$$

La tabla de la derecha es la que determina la longitud a la que equivale cada accesorio.

El factor fricción cambia en función de si el flujo es laminar o turbulento.

- Flujo laminar (Ecuación de Poiseuille):

$$f = \frac{64}{Re}$$

- Flujo turbulento (Ecuación de Colebrook-White):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right]$$

El factor fricción también se suele determinar con el Diagrama de Moody, en el cuál conociendo la rugosidad, el diámetro y el número de Reynolds podemos obtener f .

La línea de la parte izquierda del diagrama nos muestra la relación entre Reynolds y el factor fricción para flujo laminar. Y el abanico de líneas en función del diámetro y de la rugosidad nos muestra la misma relación para un flujo turbulento.

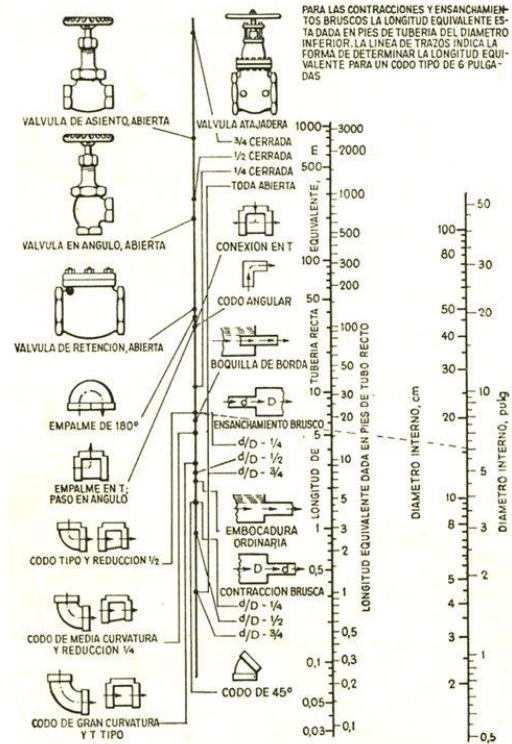


Fig 11. Ábaco para la determinación de pérdidas de cargas en accesorios.

Fuente: lasuperprofe10.blogspot.com

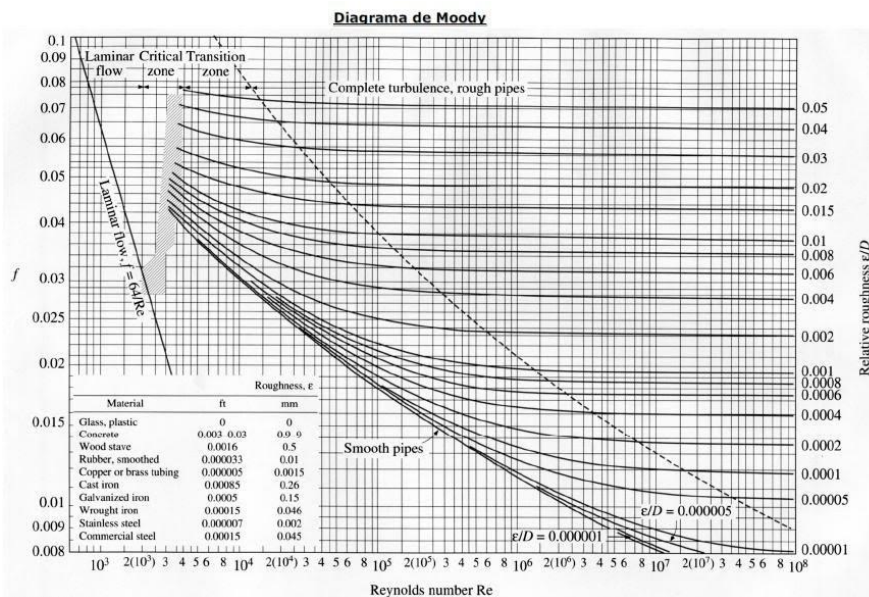


Fig 12. Diagrama de Moody. Fuente: fisica.laguia2000.com, Complementos matemáticos.

3.2.3 Fuerza de flujo

[5] La fuerza que tiene una corriente lo determina el caudal que lleva y su velocidad.

$$F = m(kg) * a\left(\frac{m}{s^2}\right) = m * \frac{v}{t} = M\left(\frac{kg}{s}\right) * v\left(\frac{m}{s}\right) = \rho * Q * v$$

Se puede determinar la fuerza que ejerce un chorro de líquido sobre un objeto estacionario de la siguiente forma:

- Si tiene un giro de 90°

$$R_X = \rho * Q * (v_{2X} - v_{1X}) = \rho * Q * (-v_{1X}) = \rho * Q * v_1$$

$$R_Y = \rho * Q * (v_{2Y} - v_{1Y}) = \rho * Q * v_{2Y} = \rho * Q * v_2$$

- Si tiene un giro de ángulo α .

$$R_X = \rho * Q * (v_{2X} - v_{1X}) = \rho * Q * v_{1X} = \rho * Q * v_1 * \sin(\alpha)$$

$$R_Y = \rho * Q * (v_{2Y} - v_{1Y}) = \rho * Q * (v_2 - v_1 * \cos(\alpha))$$

En el caso de que el objeto a estudiar esté en movimiento, como por ejemplo los álabes de una turbina o de una bomba, deberemos tener en cuenta la velocidad relativa del fluido respecto al objeto sólido y no su velocidad absoluta.



Fig 14. Esfuerzos que soporta un codo de 90°. [5]

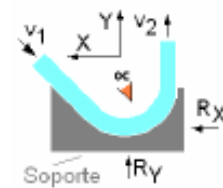


Fig 13. Esfuerzos que soporta un giro de ángulo α . [5]

4. Máquinas de fluidos

[5] Las máquinas de fluidos son aquellas máquinas por las que circula un fluido de trabajo de forma que los elementos que la forman dan la posibilidad de que se realice un intercambio de energía entre el fluido y el elemento mecánico.

Podemos clasificar los tipos de máquinas de fluidos en función de diferentes aspectos que las caracterizan. Se pueden clasificar en función de la compresibilidad del fluido con las que trabajan, la continuidad del fluido en su interior y en función de si absorben o aportan energía al fluido.

Según el **fluido de trabajo** pueden ser:

- **Máquinas hidráulicas:** Trabajan con fluidos incompresible, es decir, aquellos en los que la densidad apenas varía o su variación es inapreciable. Por ejemplo, una bomba centrífuga o una turbina hidráulica.
- **Máquinas térmicas:** Trabajan con fluidos compresibles en los que varía su densidad. Por ejemplo, una turbina de gas, de vapor o un motor de combustión.

Según la **continuidad del fluido** en su interior pueden ser:

- **Máquinas dinámicas o turbomáquinas:** El fluido que pasa por su interior tiene una circulación continua y la máquina intercambia energía con el fluido por medio de un rodete. Este tipo de máquinas de fluidos se estudian con la **Ecuación de Euler** y los cambios de velocidad del fluido juegan un papel muy importante. Por ejemplo, ventiladores, bombas centrífugas, turbinas.
- **Máquinas volumétricas o de desplazamiento positivo:** En cada instante evoluciona una cantidad determinada de fluido y la transferencia de energía se realiza a través de un volumen variable. Por ejemplo, los motores de combustión interna o compresores alternativos.

Según el **sentido del intercambio energético** entre la máquina y el fluido pueden ser:

- **Motor:** Absorbe energía del fluido y la proporciona en el eje. Por ejemplo, las turbinas o los motores de combustión interna.
- **Generador:** Absorbe energía en el eje y se la proporciona al fluido. Por ejemplo, una bomba, compresor o un ventilador.

En el caso de la bomba centrífuga, que es la máquina que se va a estudiar en este proyecto, tenemos una máquina hidráulica porque trabaja con agua, un fluido incompresible, también es una turbomáquina porque el fluido circula por la bomba de forma continua y es un generador, ya que aporta energía de un eje al rodete y este se lo transmite al fluido.

4.1 Turbomáquinas y la Ecuación de Euler

[8] La bomba hidráulica es posiblemente la máquina más antigua que se conoce. Por ejemplo, las norias ya existían hace 3000 años y el tornillo de Arquímedes 250 años antes de Cristo; este último sigue utilizándose con gran eficacia para bombear mezclas de líquidos y sólidos.

Las turbomáquinas se caracterizan porque poseen un rodete, que es un elemento giratorio con álabes mediante los cuales aportan energía al fluido o la reciben. Estos álabes se definen por sus ángulos de entrada, salida y los ángulos de incidencia del fluido. En el caso de las bombas generadoras, que son las que vamos a estudiar, los alabes son los que aportan energía al fluido.

Dentro de las turbomáquinas generadoras podemos diferenciar diferentes subdivisiones dependiendo de la dirección del flujo de salida del rodete:

- *Bombas centrífugas*: con salida perpendicular al eje. Tienen rodetes radiales.
- *Bombas hélice*: con salida paralela al eje. Tienen rodetes de tipo axial.
- *Bombas helicocentrífugas*: con una salida mixta. Sus rodetes son mixtos o radioaxiales.

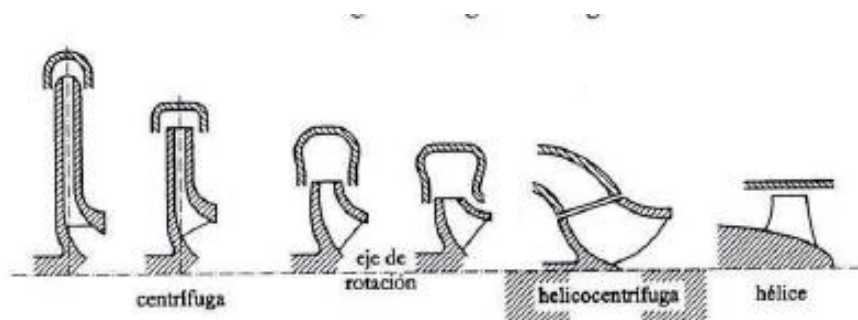


Fig 15. Clasificación de las bombas centrífugas en función de la dirección de su flujo. [8]

A partir de ahora el trabajo se va a centrar en las turbomáquinas generadoras, a pesar de que comparten el modo de funcionamiento con las turbinas, rigiéndose de igual forma por la Ecuación de Euler. Sin embargo, a la hora de especificar sentidos y otras características específicas se hará referencia a las bombas.

4.1.1 Partes de una turbomáquina generadora

- [5] La **aspiración**: El líquido es aspirado por el ojo del rodete. La tubería de acceso al rodete es la tubería de aspiración y el giro constante del rodete genera una succión del fluido en la entrada al mismo.
- El **rodete**: Es el que comunica la energía cinética al fluido. Es el elemento giratorio de la bomba y en su interior tiene los álabes que son los encargados de hacer esa transferencia de energía. En el caso de las bombas centrífugas el fluido pasa de ser axial a radial.

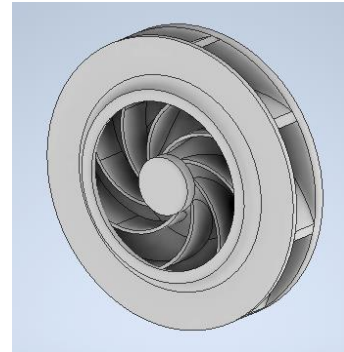


Fig 16. Rodete de una bomba centrífuga.

- Los **álabes directrices**: Dirigen el fluido desde el rodete a la voluta de forma que sea más efectiva esta transición del fluido y se generen menos choques y turbulencias. Este elemento es exclusivo de las bombas centrífugas, pero no siempre está. Se suele colocar en aquellas con mucha velocidad y presión de salida del fluido ya que son en las que más pérdidas puede haber.
- La **voluta**: En ella se transforma la energía cinética del fluido en energía de presión porque interesa que la energía esté en forma de presión al originar menos pérdidas que en forma de energía cinética. Está formada por la carcasa exterior de la bomba con forma de caracola y termina en la sección de salida del fluido.

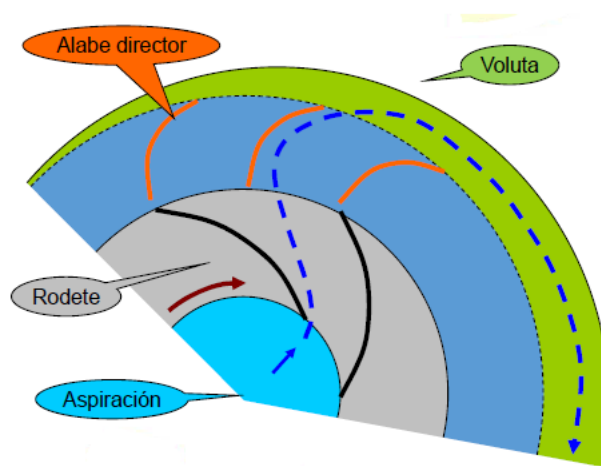


Fig 17. Partes del rodete de una bomba centrífuga. [5]

4.1.2 Triángulo de velocidades

La velocidad total del fluido (C) se debe a la impulsión que ese recibe por parte de los álabes de forma que es la suma de la velocidad de rotación de los álabes (U) más la velocidad relativa de traslación del fluido respecto de los álabes (W), siendo esta última tangente a los álabes.

Las velocidades de entrada se señalan con el subíndice 1 y las de salida con un 2. El ángulo β es el ángulo que forma el álabe (W) con la velocidad del álabe (U) y el ángulo α es el que forma la velocidad absoluta del fluido (C) con la velocidad del álabe (U).

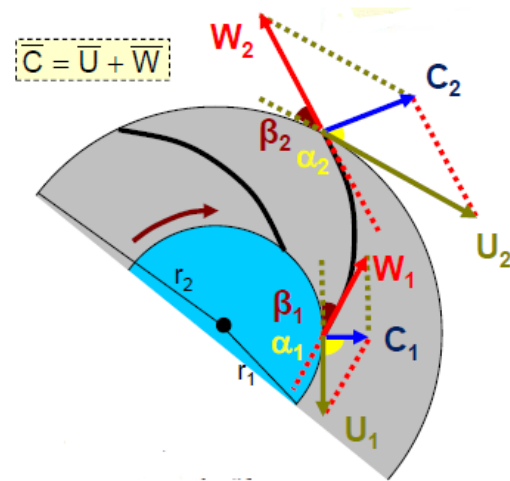


Fig 18. Triángulos de velocidades a la entrada y salida de un álabe. [5]

Las velocidades se descomponen en radial y tangencial lo que nos aportará información sobre el caudal y la velocidad de salida del fluido.

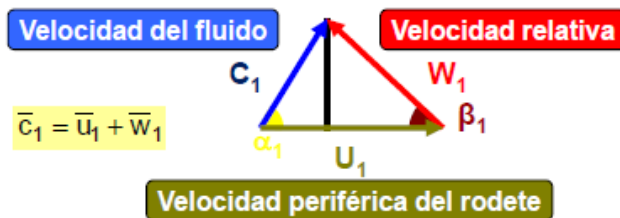


Fig 19. Triángulo de velocidades. [5]

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad c_{1m} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad c_1 = \sqrt{c_{1u}^2 + c_{1m}^2}$$

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos \beta_1 \quad w_{1m} = w_1 \cdot \sin \beta_1 \quad w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1m}^2}$$

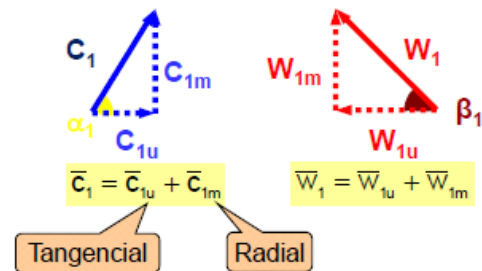


Fig 20. Descomposición de las velocidades absolutas y relativas del fluido. [5]

C_{1u} y C_{2u} hacen girar el agua en el rodete.
 C_{1m} y C_{2m} hacen entrar/salir el agua del rodete.

La velocidad del álabe (U) viene determinada por el régimen de velocidad de la bomba (n) y el diámetro del rodete.

$$U_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot n}{60} \quad U_2 = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot n}{60}$$

En el triángulo de velocidades podemos comprobar que C_{1m} y W_{1m} coinciden geoméricamente por lo que son iguales. Si además tenemos en cuenta que el ángulo $\alpha_1=90^\circ$ ya que el fluido entra al rodete sin ninguna inercia de giro, podemos deducir:

$$C_{1m} = W_{1m} \rightarrow C_1 * \sin \alpha_1 = W_1 * \sin \beta_1 \rightarrow W_1 = \frac{C_1 * \sin \alpha_1}{\sin \beta_1}$$

$$U_1 = C_{1u} + W_{1u} \rightarrow U_1 = C_1 * \cos \alpha_1 + W_1 * \cos \beta_1 \rightarrow U_1 = C_1 * \left(\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\tan \beta_1} \right)$$

$$C_1 = \frac{U_1}{\left(\cos \alpha_1 + \frac{\sin \alpha_1}{\tan \beta_1} \right)} \rightarrow \text{Como } \alpha_1 = 90^\circ, C_{1u} = 0 \rightarrow C_1 = U_1 * \tan \beta_1$$

Como el fluido es incompresible el caudal en la entrada es el mismo que el caudal en la salida, tal y como hemos demostrado con la ecuación de la continuidad.

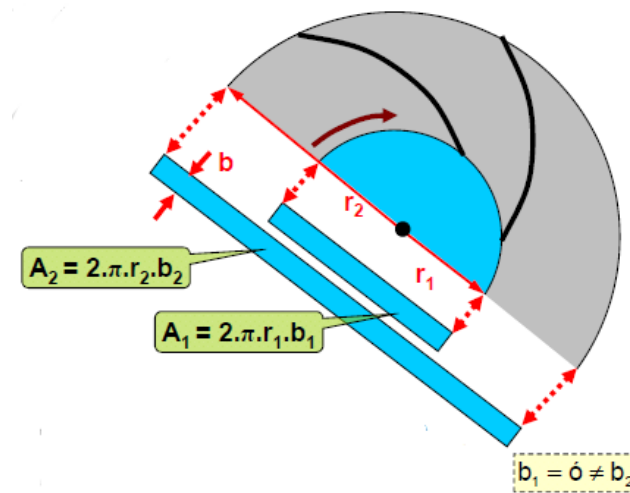


Fig 21. Áreas de entrada y salida en el rodete. [5]

$$Q_1 = Q_2, \quad Q = C_m * A, \quad C_{1m} * A_1 = C_{2m} * A_2 \rightarrow C_{2m} = \frac{C_{1m} * A_2}{A_1}$$

$$C_{2m} = C_{1m} * \frac{2 * \pi * r_1 * b_1}{2 * \pi * r_2 * b_2} = \frac{C_{1m} * r_1 * b_1}{r_2 * b_2}$$

Generalmente como $\alpha_1=90^\circ$, $C_{1m}=C_1$.

4.1.3 Ecuación de Euler

[5] La ecuación de Euler es la ecuación fundamental de las turbomáquinas por la que rige el funcionamiento de estas. Para deducirla debemos analizar las fuerzas, pares y potencia que se transmiten en el rodete.

El fluido sufre un cambio de velocidad al paso por el rodete, es decir sufre una aceleración.

$$F = m(kg) * a \left(\frac{m}{s^2} \right) = m * \frac{\Delta V}{t} = M \left(\frac{kg}{s} \right) * \Delta V \left(\frac{m}{s} \right) = \rho * Q * \Delta V = \rho * Q * (\vec{c}_2 - \vec{c}_1)$$

El par que transmite el rodete para variar la velocidad del fluido es:

$$M = F * distancia = \rho * Q * (c_{2u} * r_2 - c_{1u} * r_1)$$

Y la potencia es:

$$Pot = M * \omega = \rho * Q * \omega * (c_2 * \cos \alpha_2 * r_2 - c_1 * \cos \alpha_1 * r_1) \quad \omega = \frac{2 * \pi * n}{60}$$

También sabemos que la potencia desarrollada por un flujo de fluido (véase Sec. 3.2.1) es:

$$Pot = \gamma * Q * H$$

Si lo igualamos:

$$Pot = \gamma * Q * H = \rho * Q * \omega * (c_2 * \cos \alpha_2 * r_2 - c_1 * \cos \alpha_1 * r_1)$$

$$H = \frac{\rho * \omega * (c_2 * \cos \alpha_2 * r_2 - c_1 * \cos \alpha_1 * r_1)}{\gamma}$$

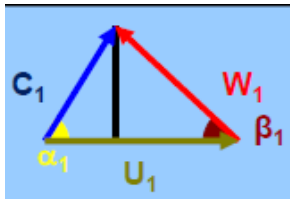
$$\begin{aligned} \omega * r &= u \\ c * \cos \alpha &= c_u \\ \gamma &= \rho * g \end{aligned}$$

La 1ª Ec. de Euler es:

$$Generador hidráulico \rightarrow H_{G.H.} = \frac{u_2 * c_{2u} - u_1 * c_{1u}}{g}$$

Vemos que la altura generada en el fluido depende de la diferencia de velocidad entre la entrada y la salida tanto del fluido como del rodete, es decir, la diferencia de diámetro de la entrada y la salida del rodete.

Recordando el teorema del coseno.



$$w^2 = u^2 + c^2 - 2 * u * c * \cos \alpha$$

Podemos obtener:

$$u_1 * c_{1u} = \frac{u_1^2 + c_1^2 - w_1^2}{2} \quad y \quad u_2 * c_{2u} = \frac{u_2^2 + c_2^2 - w_2^2}{2}$$

Fig 22. Triángulo de velocidades. [5]

Partiendo de la 1ª Ec de Euler y sustituyendo las anteriores expresiones, **la 2ª Ec de Euler es:**

$$H_{G.H.} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 * g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 * g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 * g}$$

Podemos ver que la altura creada no depende de las características del fluido. Y además, si c_1 es el valor mínimo, la altura creada será la máxima para esa geometría del rodete. Ese valor mínimo de c_1 se consigue con el valor de $\alpha_1=90^\circ$ ya que depende del coseno de este ángulo y se hace 0.

$$\alpha_1 = 90^\circ \rightarrow c_{1u} = 0 \rightarrow H_{max} = \frac{u_2 * c_{2u}}{g}$$

La altura de Euler (H_{Euler}) es igual a la altura teórica ($H_{teorica}$), es decir, es la altura en un funcionamiento ideal de la turbomáquina en la que no hay pérdidas y todas las partículas del líquido siguen las mismas líneas de corriente (Teoría unidimensional).

En este caso de maximizar la altura asumiendo un $\alpha_1=90^\circ$ vemos como la dirección de la velocidad de salida c_2 afecta a la altura y caudal de la bomba.

$$Si \quad \alpha_2 = 90^\circ \rightarrow c_{2u} = 0 \rightarrow H = 0$$

$$Si \quad \alpha_2 = 0^\circ \rightarrow c_{2m} = 0 \rightarrow Q = 0$$

C_{2m} da caudal, ($Q = C_{2m} * A_2$), mientras que C_{2u} aporta altura.

Aplicando la Ec. de Bernoulli en el rodete de una bomba:

$$z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + H_{a\tilde{n}a} - H_{ext} - H_{per} = z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \quad \text{siendo } V = c$$

$$H_u = (z_2 - z_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 * g} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$$

- La altura geométrica de la bomba es mínima, muchas veces despreciable, pero en caso de tenerla en cuenta sería:

$$H_{g \ G.H.} = (z_2 - z_1)$$

- La altura dinámica del rodete es:

$$H_{d \ G.H.} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 * g}$$

- La altura de presión del rodete es:

$$H_{p \ G.H.} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$$

Comparando con la 2ª Ec de Euler obtenemos:

$$H_{d \ G.H.} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 * g} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2 * g} - H_{g \ G.H.}$$

Sabiendo que la altura geométrica la mayoría de las veces se va a despreciar porque el diámetro de la bomba será mínimo en comparación a la altura aportada.

Flujo unidimensional

La teoría de flujo unidimensional se utiliza en las bombas para referirse a un flujo ideal en el que toda la masa de fluido que pasa por el rodete sigue una línea de corriente, sin ninguna turbulencia. Esta hipótesis tiene su fundamento en interpretar que el rodete está compuesto de un infinito número de álabes y estos tienen un espesor infinitesimal. De esta forma toda trayectoria de fluido es impulsado por “su” álabe en contacto y sigue su trayectoria sin desviaciones ni turbulencias.

Como es lógico este flujo unidimensional no tiene lugar y entre los álabes reales se crean pequeñas corrientes internas de circulación, de forma que no toda la masa de fluido atraviesa el rodete de igual manera. Esto hace que al calcular la altura útil debemos tener en cuenta el número de álabes, y para ello se aplica un factor de disminución del trabajo (Sec. 5.6.3).

4.1.4 Grado de reacción

El tipo de altura que se genera en la bomba es importante ya que esto determina el modo de trabajo del rodete que se determina con el grado de reacción.

Existen turbomáquinas de acción y de reacción. En las primeras se prima la velocidad del fluido a la salida del rodete y el fluido apenas tiene presión estática, mientras que en las de reacción es lo contrario. Para nuestra bomba centrífuga nos interesa que sea de reacción ya que de esa forma apenas obtenemos pérdidas por la velocidad del fluido en la voluta.

El grado de reacción puede variar de 0 a 1 y se mide comparando la altura de presión del rodete con la altura útil total del rodete.

$$\sigma = \frac{H_p}{H_u}$$

Si $\sigma > 0.5 \rightarrow$ Reacción

Si $\sigma < 0.5 \rightarrow$ Acción

Siendo los extremos $\sigma=1$ de reacción pura y $\sigma=0$ de acción pura.

5. Bombas centrífugas.

[5] Las bombas centrífugas son un tipo de máquina hidráulica rotativa que transmite energía al fluido. Este tipo de bombas tienen un rango de caudal de trabajo muy amplio, aunque pierden mucho rendimiento con bajos caudales, y son capaces de suministrar alturas moderadas.

Una de las características principales de este tipo de bombas es la sencillez de su construcción. No requieren de tolerancias estrictas y pueden llegar a ser muy compactas. Esta sencillez, debido a que no tienen válvulas y su funcionamiento es continuo, hace que sean silenciosas, tengan pocas vibraciones y tengan un mantenimiento sencillo y no crítico.

Que el mantenimiento no sea crítico no significa que se pueda prescindir de él. No es crítico a nivel funcional. Sin embargo, sí que influye a la hora de conseguir una bomba con pocas pérdidas. En el caso de que no se realice el mantenimiento durante 10 años se puede reducir el rendimiento hasta un 12.5%.

Actualmente la bomba centrífuga es la máquina más utilizada para bombear fluidos incompresibles. Su uso en la industria está muy extendido ya que su diseño se puede adaptar casi a cualquier aplicación y condición de uso. Los campos de aplicación más comunes son:

- Circuitos de bombeo: industriales, suministro urbano, sistemas de riego...
- Generación de electricidad: centrales hidroeléctricas de bombeo, centrales térmicas.
- Sistemas de aire acondicionado, calefacción, refrigeración en automoción...
- Sistemas de achique.

5.1 Tipos de rodete

Existen diferentes tipos de rodetes en función del fluido que van a bombear. De esta forma tenemos rodetes:

- **Cerrados:** Es el habitual y el que aporta un mayor rendimiento. Se utiliza con fluidos limpios ya que si no daría problemas de obstrucción en su interior.
- **Semiabiertos:** Se emplean en fluidos “sucios” ya que evitan las obstrucciones en decremento del rendimiento.

- **Abiertos:** Se utilizan en los rodetes axiales, para permitir que el flujo sea axial, y no tienen ningún tipo de problemas con las obstrucciones. Sin embargo, tienen muchas fugas internas lo que genera grandes pérdidas y rendimientos hidráulicos muy malos. También tienen aplicación en los rodetes radiales, por ejemplo, en el trasiego de pescado desde la bodega de los barcos a las plantas de tratamiento.
- **Doble aspiración:** Se utilizan para bombas que van a utilizar grandes caudales de más de 1000 m³/h. De esta forma la entrada del fluido por ambas partes compensa los esfuerzos axiales.

5.2 Tipos de bomba

A parte de por el tipo de rodete, las bombas también se pueden clasificar en función del número de rodetes que tengan, de si hay una separación bomba-motor, de la posición espacial de su eje, la presión suministrada, ubicación de trabajo y el diseño de su construcción.

- **Bombas sobre bancada**

En general, son bombas grandes. El cuerpo de la bomba se puede adaptar a diversos motores y acoplamientos. Sin embargo, se necesita un gran espacio para su instalación, la bancada supone un coste elevado y se necesita de una alineación entre motor y bomba.

- **Bombas monobloque**

Tienen las características contrarias a las anteriores. Sin embargo, son bombas más pequeñas que no pueden alcanzar la misma potencia. El motor y la bomba pertenecen al mismo bloque por lo que no hay que alinear el eje.

- **Bombas inline**

Son bombas que requieren poco espacio y tienen una instalación muy sencilla ya que se instalan en la propia tubería. Se parecen a una bomba monobloque, pero con una construcción que permite un acoplamiento rápido en un circuito.

- **Bombas multietapa**

Están compuestas de varias etapas con un rodete cada una. En cada etapa se aumenta la presión de forma que se pueden obtener grandes caudales a altas presiones en comparación a lo común en una bomba del mismo diámetro. Puede haber descargas secundarias para obtener un caudal a una presión intermedia y hay peligro por empuje axial con grandes caudales.

- **Bomba vertical**

De instalación sencilla, al sumergirla queda cebada. Pero el motor no es sumergible por lo que tiene que quedar por encima del nivel del líquido.

- **Bombas sumergibles**

Su instalación es sencilla y al sumergirse ya queda cebada. Su motor eléctrico tiene que ser especial para ser sumergible.

5.3 Altura de diseño

Ya sabemos que las bombas centrífugas proporcionan energía hidráulica a un fluido, pero ¿qué determina cuánta energía/potencia han de proporcionar?

Para simplificar, la Ec. de Bernoulli se transforma de unidades de presión (N/m^2) a unidades de altura (m.c.a.). De esta forma con la altura que se quiere elevar un fluido y su caudal se puede determinar la potencia necesaria. Sin embargo, se necesita algo más que la altura geométrica que en principio habría que aplicar.

En general, las bombas actúan en dos fases diferentes:

- **Aspiración:** en esta fase se eleva el líquido desde su nivel de salida hasta la bomba por medio de la tubería de aspiración. La bomba ejerce un vacío con el fin de que el líquido pueda subir por la tubería de aspiración impulsada por la presión atmosférica.
- **Impulsión:** es la conducción por la que el fluido avanza desde la bomba hasta su destino. La bomba tiene que ejercer la presión necesaria para que el líquido se traslade a lo largo de la tubería de impulsión.

Las alturas a las que se puede uno referir respecto a un circuito o instalación pueden ser 3. La altura **geométrica** que depende de las cotas de los puntos de donde se toma el líquido y de donde llega tras la impulsión; la altura **manométrica**, que además de la altura geométrica, también tiene en cuenta las pérdidas de carga en las tuberías ($H_{L-tubería}$) incluyendo los accesorios; y la altura **total de la bomba** que por último también incluye las pérdidas interiores en la bomba (H_{L-intB}).

Tanto la altura geométrica como la manométrica se pueden dividir en alturas de aspiración si nos referimos solo a la succión, alturas de impulsión si nos referimos a la sobrepresión y altura de elevación (geométrica) o total (manométrica) si tenemos en cuenta la altura total.

Altura de elevación o geométrica:

$$H_{geométrica} = H_{elevación} = H_{impulsión} + H_{aspiración}$$

Altura manométrica o útil

$$H_{manométrica} = H_{útil} = H_{elevación} + H_{L-tubería}$$

La altura total:

$$H_{total} = H_{man} + H_{L-intB}$$

$$H_{total} = H_{elevación} + H_{L-tubería} + H_{L-intB}$$

La altura de elevación puede ser tanto positiva como negativa, aunque por lo general se utilizan casos en los que es positiva porque el fluido hay que elevarle. En cambio, la altura referida a las pérdidas de tubería e internas de la bomba son siempre positivas, ya que nunca van a favor de la corriente del fluido, de forma que la altura total a suministrar a de ser mayor.

Debemos tener en cuenta que la altura teórica o de Euler se refiere a la altura total. Además, la relación entre la altura manométrica y la total nos indica el rendimiento manométrico, en el que no se tienen en cuenta las pérdidas por la tubería ya que se quedaría fuera del diseño de la bomba.

$$H_{Euler} = H_{Teórica} = H_{Total} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$$

$$\eta_{manométrica} = \frac{H_{manométrica}}{H_{total}}$$

Los casos en los que se puede utilizar una bomba en función de la disposición de la entrada y salida de fluido al circuito son 4. El caso de achique en el que tanto la altura de la aspiración como la succión son positivas y en ambas se eleva el fluido; el caso de elevación, en el que la aspiración es negativa y desciende hasta la bomba (autocebado) y la impulsión es positiva y el fluido termina por encima de su situación inicial; el caso de evacuación con una aspiración, impulsión, y por ende, elevación negativas en las que el fluido desciende y es ayudado por una bomba; y el caso de transporte en el que la aspiración es negativa, la impulsión positiva y la elevación total geométrica es nula de forma que el fluido ni asciende ni desciende.

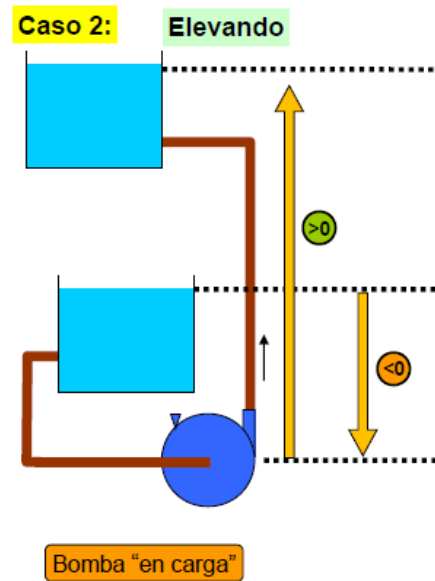


Fig 23. Esquema de elevación en el que una bomba eleva un fluido de un depósito a otro. [5]

Este trabajo se centrará en la situación de elevación, que es el caso más habitual en las aplicaciones de las bombas centrífugas con agua debido a que se produce el autocebado de la bomba.

Cavitación

En la tubería de succión uno de los peligros a tener en cuenta es el efecto de cavitación. La cavitación es un proceso de formación de burbujas de vapor en el seno de un fluido con una posterior implosión al volver ese gas a estado líquido de golpe. Se produce cuando la presión en algún punto de la corriente de un líquido desciende por debajo de la presión de saturación del mismo para esas condiciones ($p < p_{\text{sat}}$).

Este fenómeno puede suceder en estructuras estáticas donde hay pérdidas de presión como tuberías, codos, estrechamientos, o en máquinas hidráulicas como en la aspiración de las bombas donde es el punto de mínima presión de la máquina.

En el caso de las bombas, estas burbujas de gas que se forman en la aspiración implosionan al entrar en contacto con los álabes del rodete y aumentar su presión por encima de la presión de saturación. Este efecto de cambio de gas a líquido, disminuye

su volumen súbitamente provocando la implosión, lo que provoca un desgaste prematuro de los componentes donde sucede, en este caso los álabes.

¿Qué otros efectos desfavorables puede provocar la cavitación?

Aparte de la abrasión acelerada puede provocar el descebado de la bomba, la caída brusca de la curva característica en caudales elevados, ruidos, vibraciones y la abrasión y corrosión también provoca desequilibrio de masas y con ello más vibraciones

La presión de saturación de un líquido depende de su temperatura, y en el caso del agua la podemos obtener con la siguiente ecuación (T en °C y p_{sat} en Pa).

$$\log(p_{sat}) = 7.5 * \frac{T}{(T + 273) - 35.85} + 2.7858$$

Temperatura (°C)	5	10	20	40	60	80	100
p_{sat} (bar) [p_{abs}]	0,00872	0,01227	0,02337	0,07375	0,1992	0,4736	1,0133

Fig 24. Presión de saturación (bar) del agua en función de la temperatura (°C). [5]

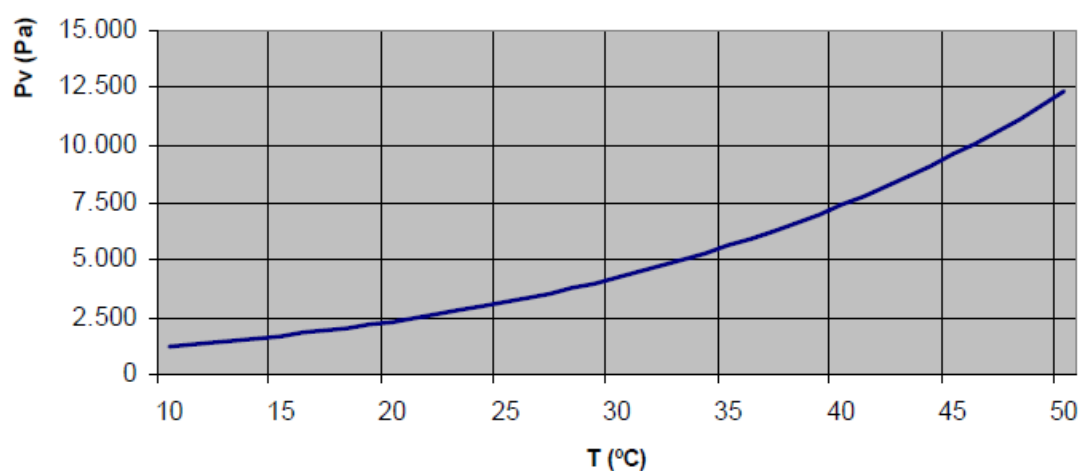


Fig 25. Representación de la presión de saturación (Pa) del agua en función de la temperatura (°C). [5]

5.4 Potencias, rendimientos y pérdidas en las bombas.

[9] Todo diseño correcto de una turbomáquina debe satisfacer dos condiciones. La primera condición es satisfacer todos los datos iniciales requeridos para el diseño y la segunda condición es conseguir la primera con un rendimiento óptimo, o al menos con el mejor rendimiento compatible con el resto de fines de durabilidad, precio, etc...

Para poder conseguir esta segunda condición, se ha de estudiar minuciosamente todos los tipos de pérdidas de energía que aparecen y de dónde proceden. Al usuario final solo le interesa el rendimiento total de la máquina pero para conseguir un buen rendimiento total hay que subdividirle en rendimientos parciales y estudiarles al detalle.

En un caso ideal la altura que aporta la bomba al fluido sería la equivalente a la altura teórica o de Euler en una situación de flujo unidimensional, pero en un caso real no podemos contar ni con la ausencia de pérdidas, ni con la teoría de flujo unidimensional.

Por una parte hay pérdidas antes y después del rodete; las pérdidas desde el rodete hasta el acoplamiento en el extremo del eje son las pérdidas mecánicas y son pequeñas en magnitud; las pérdidas que se encuentran al otro lado del rodete, en las que interviene el fluido, son las pérdidas hidráulicas y volumétricas que son mucho más importantes por su mayor magnitud.

Por otra parte no podemos asumir la teoría de flujo unidimensional sin aplicarle un factor de corrección. Debido a que el rodete no tiene un número infinito de álabes, los “filamentos” de corriente no son guiados perfectamente por la trayectoria ideal asique asumimos una disminución en la altura teórica que la obtendremos aplicando el factor e_z (Sec. 5.6.3). Este factor es menor que la unidad y aumenta al incrementarse el número de álabes, pero no es una pérdida de rendimiento, sino un factor de disminución del trabajo.

5.4.1 Clasificación de las pérdidas

Las pérdidas energéticas de las bombas centrífugas se pueden clasificar en pérdidas internas y en pérdidas externas. Las primeras son las que corresponden a las pérdidas de después del rodete y las externas son las mecánicas, que tienen lugar en todas las máquinas.

Por otro lado, como la potencia es $P = \gamma QH$, la pérdida puede ser, en forma de energía específica (altura H), pérdidas hidráulicas, o en forma de caudal (Q), pérdidas volumétricas.

Pérdidas internas

PÉRDIDAS HIDRÁULICAS

Las pérdidas hidráulicas son las más importantes en las bombas centrífugas y las más desconocidas. Los factores que afectan a estas pérdidas son muy diversos y se pueden reducir a dos grupos: 1) *pérdidas por rozamiento de superficie*, y 2) *pérdidas por rozamiento de forma*, debidas estas últimas a los cambios de dirección y magnitud de la velocidad del flujo.

El camino que sigue el fluido dentro de la bomba cambia constantemente, de forma que el flujo en el interior es casi siempre muy turbulento. Esto hace que resulte prácticamente imposible llegar a ecuaciones que sirvan para predecir las pérdidas y que la forma de calcularlas sea básicamente experimental, a base de prueba y error. Lo que si se sabe es que las pérdidas hidráulicas dependen del cuadrado de la velocidad, como las de cualquier flujo.

El objetivo de diseño es conseguir un equilibrio entre las pérdidas por rozamiento de superficie y de forma. Se puede disminuir la superficie de contacto con el fluido para disminuir sus pérdidas, pero al hacerlo se aumentan los cambios bruscos en la geometría y con ello se aumentan las pérdidas por rozamiento de forma. Esto muestra que el objetivo del diseñador es buscar ese equilibrio.

En las pérdidas por rozamiento de forma las pérdidas más relevantes son las de *choque*. Estas son importantes en la entrada a los álabes móviles cuando la tangente geométrica al álabe no coincide con la dirección de la velocidad relativa (w_1) del fluido. También sería un punto a tener en cuenta la entrada a los álabes fijos o directrices, en el caso de que la bomba les tuviera. Esta situación de choque solo se puede evitar para unos valores de caudal y para unas revoluciones determinadas, ya que si el rodete va excesivamente lento o va excesivamente rápido, se producirá un choque acelerando o decelerando el rodete. El punto exacto en el que no se produce el choque es en el que se trabaja con los valores nominales.

Las pérdidas por choque son la causa por las que las turbomáquinas cuando trabajan fuera de su punto de trabajo nominal tienen un rendimiento más bajo que las máquinas de desplazamiento positivo. Estas pérdidas por choque son pérdidas por rozamiento de forma, pero con la particularidad de que solo se producen si el funcionamiento de la turbomáquina está fuera de sus valores nominales.

Todas estas pérdidas se engloban en un rendimiento hidráulico, $\eta_{hidráulico}$, también llamado rendimiento manométrico, que hay que deducir de forma experimental.

PÉRDIDAS VOLUMÉTRICAS

Sabiendo que Q es el caudal suministrado por la bomba, medido a la salida, llamamos *pérdidas volumétricas* al caudal que es impulsado por el rodete pero que no es suministrado por la misma, es decir, que no se encuentra en el caudal de salida.

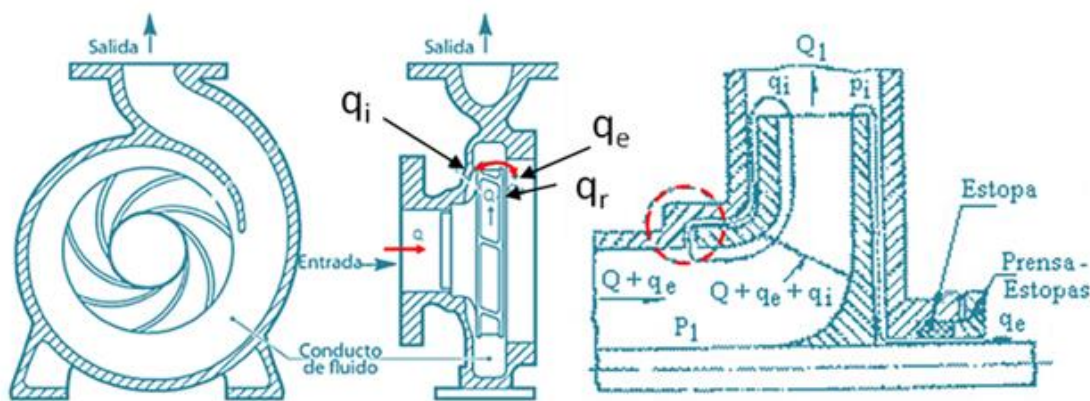


Fig 26. Pérdidas volumétricas, exteriores e interiores, en el rodete de una bomba centrífuga. Fuente: Steemit. *Sistemas Hidráulicos: Pérdidas de Potencia en una Bomba Centrífuga*.

Como vemos en la imagen, una parte q_e del caudal se pierde por el prensaestopas, originando con ello las pérdidas exteriores, y la otra parte q_i se pierde por el interior, que son las pérdidas volumétricas interiores.

Las pérdidas exteriores ocasionan la pérdida de fluido, al cuál se le había aplicado una energía y las pérdidas interiores disipan esa energía por estrangulamiento en el juego entre la carcasa y el rodete.

Para minimizar estas pérdidas se utilizan cierres entre la carcasa y el rodete que ayuden a lograr ese objetivo. Hay dos tipos de cierres: cierres *hidráulicos* y cierres de *contacto*.

Los primeros tienen el inconveniente de que siempre permiten un pequeño caudal de fuga y los segundos tienen el inconveniente de que hay un rozamiento mecánico constante.

Los cierres hidráulicos consisten en aumentar la resistencia del conducto por el que se fuga el caudal, alargando el conducto o bien con una serie de laberintos que aumentan su estrangulamiento.

En cuanto a los cierres por contacto, los más utilizados son los *prensaestopas*, que mediante presión disminuyen el juego entre el eje y la carcasa, y los *cierres mecánicos* que consiguen reducir el volumen de fuga a unos pocos gramos por miles de horas de funcionamiento.

Pérdidas externas

Estas pérdidas no corresponden solo a las máquinas de fluidos. Estas pérdidas están presentes en todas las máquinas en general. Se trata de las **pérdidas mecánicas** y su efecto es el de consumo de par mecánico debido a la velocidad de giro de la máquina.

Estas pérdidas pueden proceder de rozamiento en el prensaestopas o de otro cierre de contacto, puede proceder de rozamiento en los cojinetes, pérdidas en la transmisión o en el accionamiento de órganos auxiliares como bombas auxiliares para refrigeración de cojinetes u otros elementos.

Las pérdidas mecánicas permanecen prácticamente en un valor fijo en las máquinas que trabajan a velocidad constante, de forma que son independientes del valor de la carga. Sin embargo cuanto menos carga, en proporción al ser estas pérdidas fijas, el porcentaje de las mismas será mayor. De todos modos estas pérdidas son menos significativas que las hidráulicas y volumétricas.

5.4.2 Potencias y rendimientos

[5] Una vez conocidos todas las pérdidas ya podemos conocer los diferentes rendimientos y potencias que se utilizan para referirse a las bombas centrífugas y, en general, a las turbomáquinas.

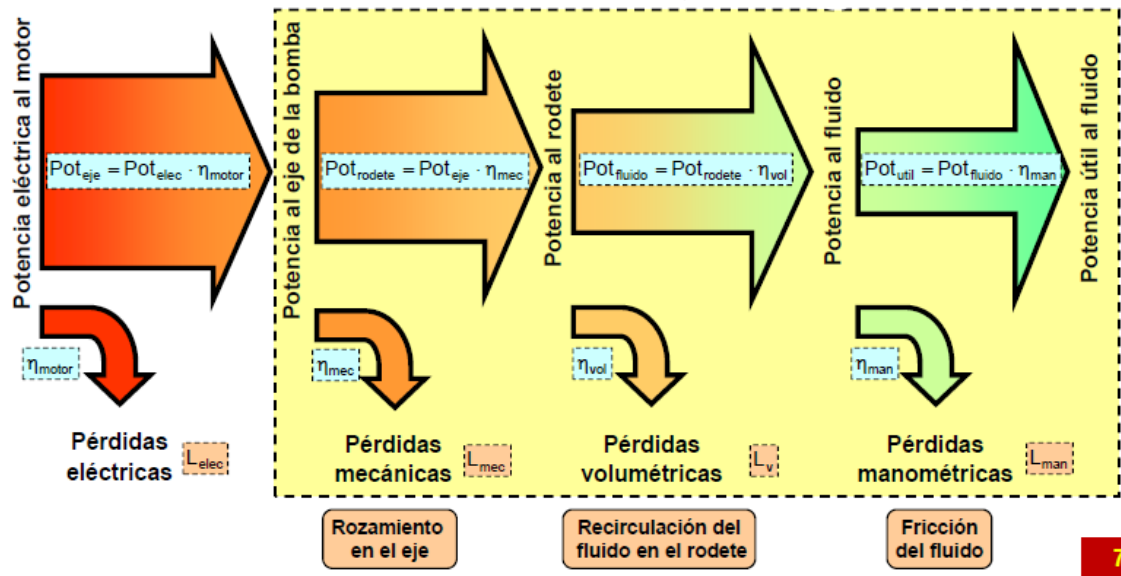


Fig 27. Potencia transmitida y sus pérdidas desde el motor eléctrico hasta la que recibe el fluido. [5]

$$Pot_{rodete} = \gamma Q_{rodete} H_{total} \quad Pot_{fluido} = \gamma Q_{bomba} H_{total} \quad Pot_{util} = \gamma Q_{bomba} H_{man}$$

En el estudio de las pérdidas, ignoramos las eléctricas ya que no tienen nada que ver con el funcionamiento de la bomba en sí. Todo depende de cuál se quiere que sea el punto de partida de la potencia aportada, si es la demanda del motor eléctrico, las debemos tener en cuenta, pero si el punto de partida es la potencia entregada por el mecanismo de acción del motor eléctrico no debemos tener las pérdidas eléctricas en cuenta.

Como se ve en la Figura 27 la potencia que llega al rodete, es la potencia del eje de la bomba menos las pérdidas mecánicas por rozamiento. Luego la potencia que llega al fluido es la potencia del rodete menos las pérdidas volumétricas por fugas o recirculación de caudal. Y por último la potencia útil del fluido es la potencia del fluido menos las pérdidas manométricas o hidráulicas, que hace que se pierda altura por rozamiento de superficie o de forma, choques o turbulencias.

- **Rendimiento mecánico**

$$Pot_{eje} = M(N\ m) * \omega \left(\frac{rad}{s} \right) = M(N\ m) * \frac{2\pi n(rpm)}{60}$$

$$Pot_{rodete} = Pot_{eje} - L_{mec}$$

$$\eta_{mec} = \frac{Pot_{rodete}}{Pot_{eje}}$$

Los rendimientos mecánicos siempre son elevados y suelen rondar el valor de 0.98.

En el caso de tener también en cuenta las pérdidas eléctricas habría que tener en cuenta el tipo de motor eléctrico que se está utilizando, a qué régimen y a qué nivel de carga, pero en la gran mayoría de los casos este rendimiento será superior al 90%.

- **Rendimiento volumétrico**

$$\begin{aligned} Pot_{rodete} &= \gamma Q_{rodete} H_{total} \\ Pot_{fluido} &= Pot_{rodete} - L_{vol} \\ Q_{bomba} &= Q_{rodete} - Q_L \\ \eta_{vol} &= \frac{Pot_{fluido}}{Pot_{rodete}} = \frac{Q_{bomba}}{Q_{rodete}} \end{aligned}$$

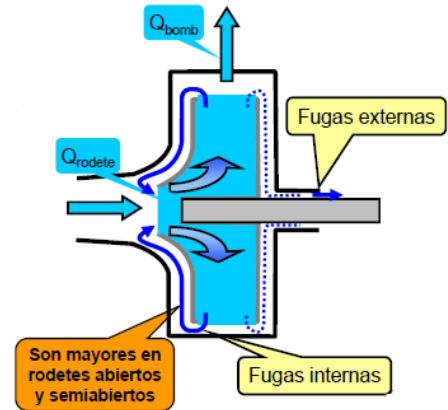


Fig 28. Pérdidas de caudal por recirculación y por fugas externas. [5]

Los rendimientos volumétricos para bombas centrífugas suelen oscilar entre 0.9 y 0.98.

- **Rendimiento manométrico**

$$\begin{aligned} Pot_{fluido} &= \gamma Q_{bomba} H_{total} \\ Pot_{util} &= Pot_{fluido} - L_{man} \\ H_{man} &= H_{total} - H_{L-intB} \\ Pot_{eje} &= \gamma Q_{bomba} H_{util} \\ \eta_{man} &= \frac{Pot_{util}}{Pot_{fluido}} = \frac{H_{man}}{H_{total}} = \frac{H_{util}}{H_{Euler}} \end{aligned}$$

$$\eta_{hidraulico} = \eta_{vol} * \eta_{man}$$

Los rendimientos manométricos, procedente de las pérdidas hidráulicas suelen tener valores que oscilan entre los 0.65 y 0.90. Son las pérdidas más importantes que se producen en las bombas centrífugas y estas son muy sensibles al régimen, caudal y potencia de trabajo. En el caso de no trabajar en los valores nominales estas se elevarán considerablemente.

Podemos agrupar todos los rendimientos, potencias y pérdidas de la siguiente forma.

$$Pot_{util} = Pot_{eje} - L_{mec} - L_{vol} - L_{man}$$

$$\eta_{tot} = \eta_{mec} * \eta_{vol} * \eta_{man} = \frac{Pot_{util}}{Pot_{eje}}$$

$$Pot_{eje} = \frac{Pot_{util}}{\eta_{tot}} = \frac{\gamma Q_{bomba} H_{util}}{\eta_{mec} * \eta_{vol} * \eta_{man}}$$

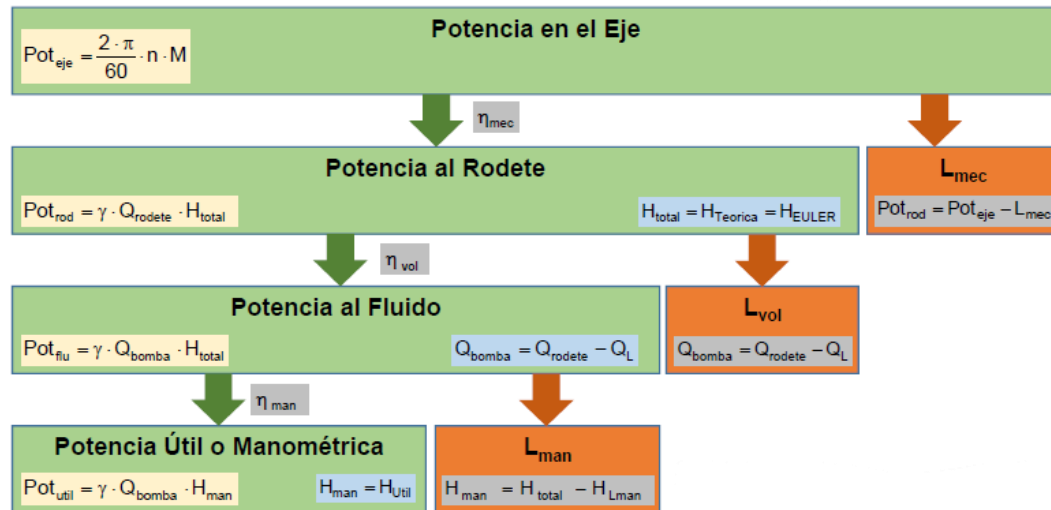


Fig 29. Representación de la transmisión de potencia y sus pérdidas desde la potencia en el eje hasta la potencia útil. [5]

5.5 Curva característica

La curva característica o curva motriz de una bomba hidráulica es el dato más representativo de la turbomáquina. Relaciona la altura H con un caudal Q a una determinada velocidad de rotación del rodete n . Según la geometría del rodete vamos a obtener una forma ideal de la curva que muestra la altura teórica y sabiendo interpretar las pérdidas internas de la bomba vamos a conseguir una curva real que muestra la altura real de la turbomáquina.

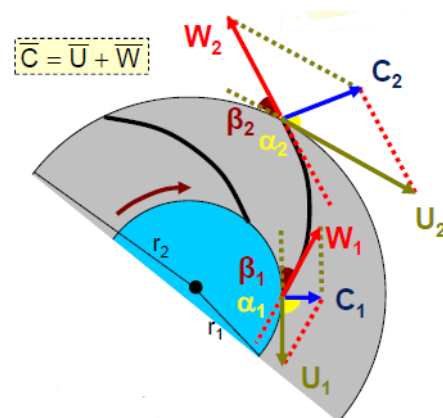


Fig 30. Triángulos de velocidades a la entrada y salida de un álabe. [5]

5.5.1 Curva ideal

La curva característica ideal relaciona la altura y el caudal de forma ideal con una línea recta que se obtiene desarrollando la 1ª Ecuación de Euler.

$$H_{G.H.} = \frac{u_2 * c_{2u} - u_1 * c_{1u}}{g}$$

$$\alpha_1 = 90^\circ \rightarrow c_{1u} = 0 \rightarrow H_{max}$$

Si no hay prerrotación del fluido a la entrada obtenemos:

$$H_{total\ max} = \frac{u_2 * c_{2u}}{g}$$

$$\begin{aligned} c_{2u} &= u_2 - w_{2u} \\ w_{2u} &= w_{2m} * \cotg\beta_2 \\ w_{2m} &= c_{2m} \end{aligned}$$

$$c_{2u} = u_2 - c_{2m} \cotg\beta_2$$

$$H_{total\ max} = \frac{u_2}{g} (u_2 - c_{2m} \cotg\beta_2)$$

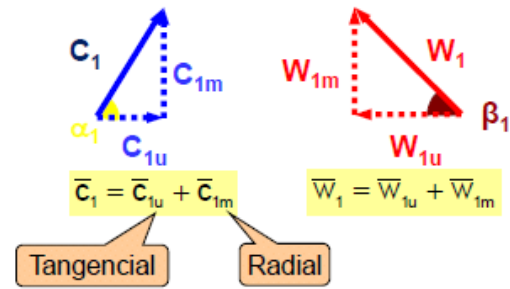


Fig 31. Descomposición de las velocidades absolutas y relativas del fluido. [5]

$$H_{total\ max} = \frac{u_2^2}{g} - c_{2m} \frac{u_2}{g} \cotg\beta_2$$

El caudal impulsado es:

$$Q = k_1 c_{1m} A_1 = k_2 c_{2m} A_2$$

$$A_1 = 2\pi * r_1 * b_1$$

$$A_2 = 2\pi * r_2 * b_2$$

Sabiendo que $b_1 = \text{ancho}_{rodete1}$, $b_2 = \text{ancho}_{rodete2}$ y k_1 y k_2 son unos coeficientes de obstrucción que dependen del espacio ocupado por el espesor de los álabes en el área de entrada y salida del rodete.

$$H_{total\ max} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{Q}{k_2 * A_2} * \frac{u_2}{g} * \cotg\beta_2$$

Una vez realizado el diseño y elegido un régimen de funcionamiento u_2 , k_2 , A_2 , g y β_2 son constantes de forma que podemos escribir la fórmula de un modo más visual y representativo de una recta. Esta es la curva (recta) característica teórica:

$$H_{total\ Max} = A - B * Q$$

$$A = \frac{u_2^2}{g}$$

$$B = \frac{u_2}{k_2 * A_2 * g} * \cot g \beta_2$$

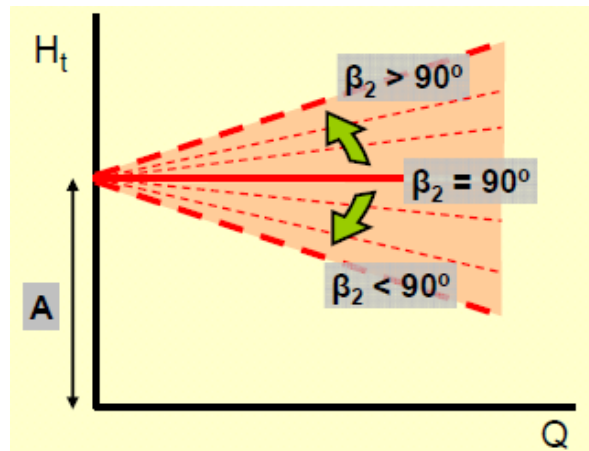


Fig 32. Curva característica ideal en función del ángulo β_2 . [5]

[8] La gran mayoría de bombas trabajan con ángulos de $\beta_2 < 90^\circ$. Los ángulos mayores de 90, son para los álabes curvados hacia delante de las bombas de acción (véase Sec. 5.6.2). Sin embargo, no se recomiendan ya que estos ángulos pueden originar oscilaciones en el bombeo debido a que la curva de la bomba se asemeja a la curva resistente del sistema con la que se tiene que cruzar para encontrar un punto de funcionamiento. En el caso de un ángulo menor de 90 este punto estará muy definido y el comportamiento de la bomba será mucho más rígido. Esto es importante ya que a la hora de una aplicación real existen fluctuaciones en las condiciones de bombeo las rectas pueden llegar a no cruzarse y no encontrar el punto de funcionamiento.

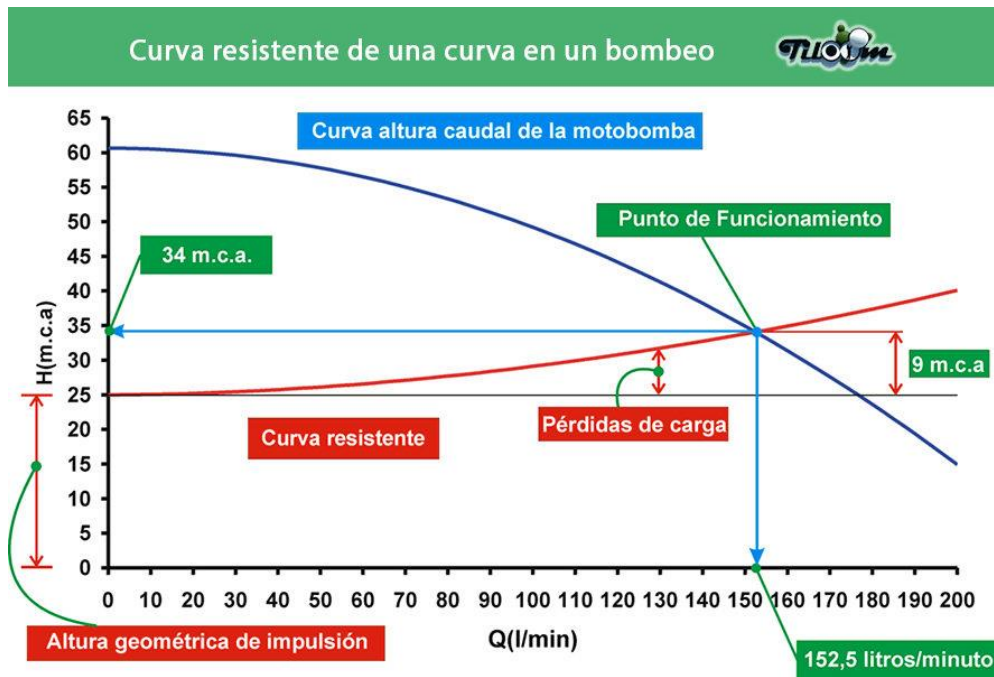


Fig 33. Punto de funcionamiento de una bomba. Intersección entre la curva característica de la bomba y la curva resistente de la instalación. Fuente: Tiloom. Bombeos III. Curva resistente del sistema.

5.5.2 Curva característica real

La curva calculada anteriormente no es la real ya que se calcula partiendo de la 1ª Ecuación de Euler, que representa la altura total sin pérdidas. En la curva característica real debemos incluir todas las pérdidas que tienen lugar en el rodete, es decir, las pérdidas internas, no teniendo en cuenta las pérdidas mecánicas externas por rozamiento de los componentes mecánicos.

El problema surge cuando debemos cuantificar estas pérdidas. Como ya hemos visto, cuantificar las pérdidas internas es muy complicado debido a que entran en juego factores de rozamiento, choques y turbulencias no controlables por el momento. Es por ello que se necesita de ensayos experimentales para poder determinarlas y con esos resultados poder cuantificar distintas constantes que representen las pérdidas.

-Pérdidas volumétricas

$$Q_{bomba} = Q_{rodete} - Q_L$$

Representan la pérdida de caudal en la impulsión y aunque tienen el mismo efecto en la curva característica, son de dos tipos:

- Fugas

Suponen un desplazamiento hacia la derecha del punto inicial de la curva ideal ya que hay una parte de caudal que está siendo impulsado pero se pierde al exterior y el caudal de salida, que es lo que se representa en la curva real, se ve disminuido.

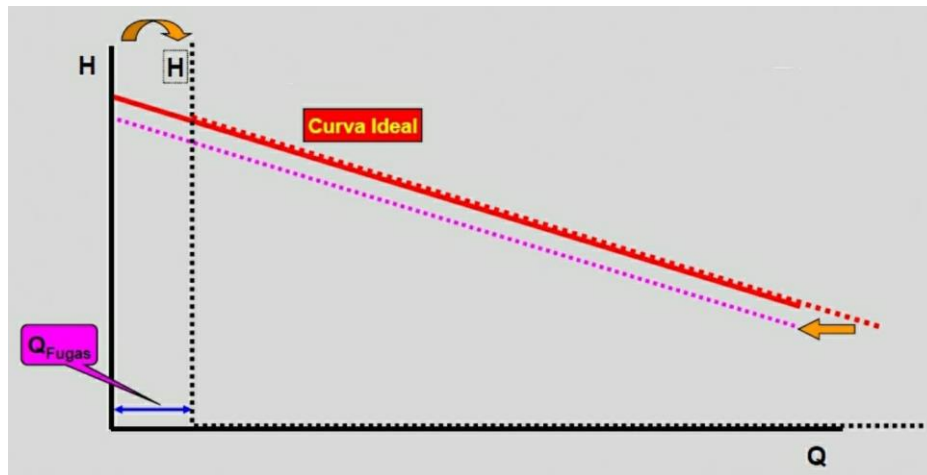


Fig 34. Modificación de la curva característica ideal por las pérdidas volumétricas externas. [5]

- Recirculación

Esta pérdida se representa de forma similar a la anterior, pero el caudal no se pierde al exterior. Tiene el mismo efecto ya que el rodete impulsa un caudal mayor al que sale de la bomba, de forma que la diferencia vuelve hacia atrás para ser impulsado de nuevo.

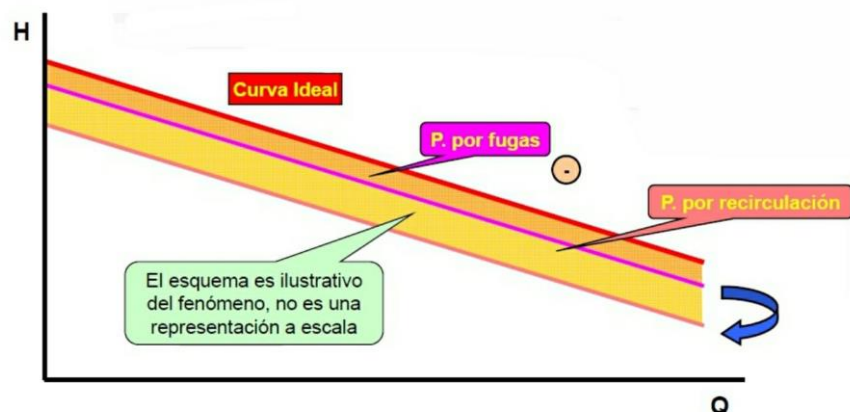


Fig 35. Curva característica después de quitar las pérdidas volumétricas. [5]

-Pérdidas hidráulicas

$$H_{total} = H_{Euler} = H_{manométrica} + H_{L-intB}$$

Representan la pérdida de altura en el interior de la bomba, de forma que la altura útil o resultante es la manométrica, menor que la teórica o total calculada por Euler. H_{L-intB} puede ser por dos tipos:

- Rozamiento

Son las pérdidas por rozamiento de superficie. A mayor caudal, mayor será la velocidad del fluido en el interior de la bomba, de forma que estas se hacen mayores en función del cuadrado del caudal.

$$H_{L-fric} = Cte_1 * Q^2$$

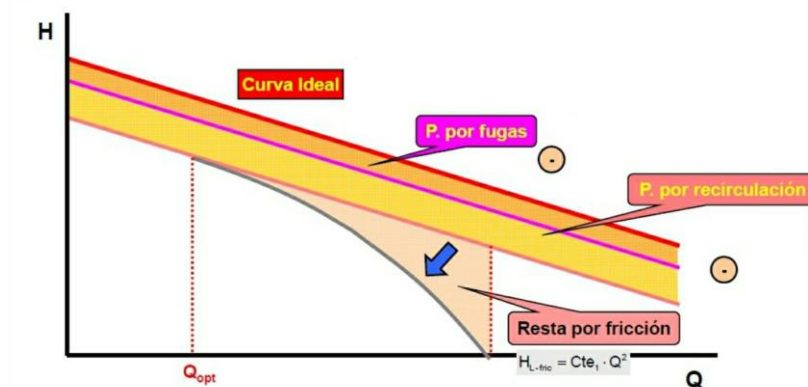


Fig 36. Curva característica tras restar las pérdidas por rozamiento. [5]

- Choques

Son las pérdidas por rozamiento de forma. Estos choques se producen en mayor medida a la entrada y salida de los álabes, de forma que si la bomba funciona a su caudal nominal estos no se producen ya que es el caudal para el que se diseñaron los álabes. Las pérdidas dependerán de la diferencia al cuadrado del caudal utilizado respecto al caudal nominal. En caso de funcionar a caudal nominal, también existirían unas pérdidas por choques menores, pero matemáticamente estas están incluidas en las pérdidas por rozamiento.

$$H_{L-fric} = Cte_2 * (Q - Q_{nom})^2$$

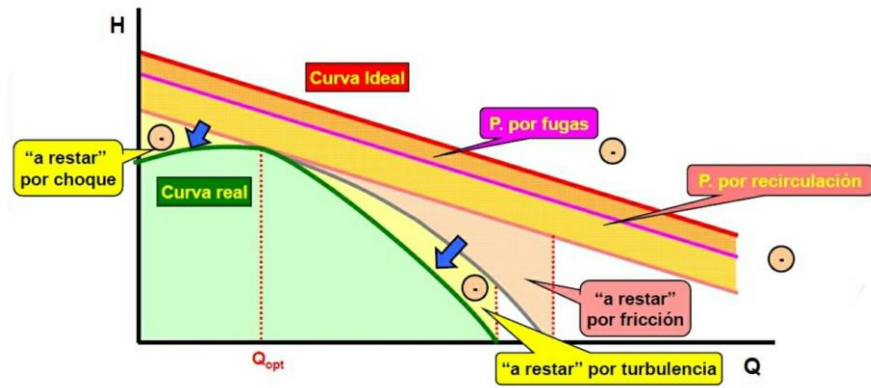


Fig 37. Curva característica real definitiva después de quitar las pérdidas por choques. [5]

Al sumar todas las pérdidas podemos obtener la nueva curva característica real.

$$H_{L-interiores} = Cte_1 * Q^2 + Cte_2 * (Q - Q_{nom})^2 = Cte_1 * Q^2 + Cte_2 * (Q^2 - 2QQ_n + Q_n^2)$$

Si asumimos que:

$$\begin{aligned} Cte_3 &= Cte_1 + Cte_2 \\ Cte_4 &= Cte_2 * 2 * Q_n \\ Cte_5 &= Cte_2 * Q_n^2 \end{aligned}$$

Obtenemos las pérdidas.

$$H_{L-interiores} = Cte_3 * Q^2 - Cte_4 * Q + Cte_5$$

La curva característica real es:

$$H_{man} = A - B * Q - (Cte_3 * Q^2 - Cte_4 * Q + Cte_5)$$

5.6 Diseño de los álabes del rodete.

[9] Hemos visto que hay muchas variables de diseño que afectan al funcionamiento del rodete, pero todavía no sabemos como afectan al mismo. En este apartado veremos como influyen todos los ángulos y dimensiones de diseño de los álabes, así como el número de los mismos.

5.6.1 Selección del ángulo de entrada β_1

El ángulo β_1 va a ser el ángulo que marque el caudal de entrada de la bomba ya que de él depende la magnitud de c_{1m} a la entrada de la bomba. De forma que junto a las dimensiones del área de entrada va a ser determinante para definir el caudal.

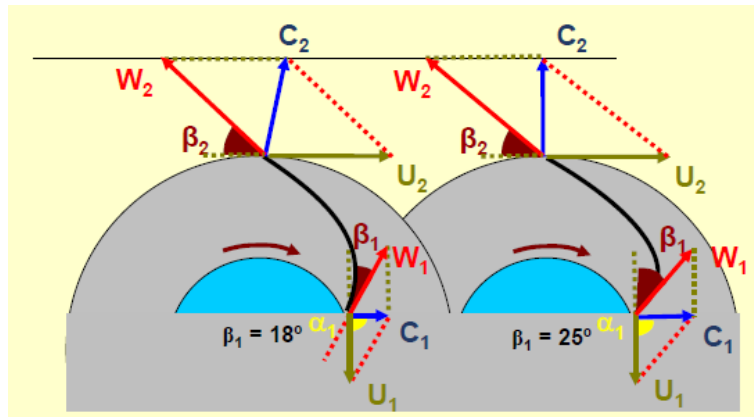


Fig 38. Comparación de los triángulos de velocidades con distintos ángulos β_1 . [5]

Sin embargo, para un determinado caudal, modificar el ángulo β_1 afecta a la altura alcanzada por la bomba, y es que este ángulo se debe adaptar en la práctica a la entrada del fluido para que entre de forma tangencial al álabe en movimiento, de no ser así provocará choques que originan pérdidas de altura.

La entrada tangencial del fluido en el álabe también depende con el ángulo de prerrotación con el que entre el fluido al rodete. Anteriormente hemos asumido que $\alpha_1=90^\circ$, pero no siempre es así. En la entrada del rodete se puede colocar una corona directriz que modifique la rotación de entrada del fluido en el rodete.

En los casos en los que haya una prerrotación inicial a favor del giro del rodete ($\alpha'_1 < 90^\circ$), el ángulo $\beta'_1 > \beta_1$, siendo β_1 el ángulo para $\alpha_1=90^\circ$. A pesar de que no haya una corona directriz que provoque este efecto, es común asumir un ángulo α_1 algo menor que 90° ($85-88^\circ$) debido a la viscosidad del fluido que provoca una circulación positiva del fluido justo antes de la entrada del mismo.

En el caso de que la prerrotación inicial sea en contra del giro del rodete $\alpha''_1 > 90^\circ$, el ángulo idóneo para que no se produzcan choques debe ser menor que para 90° , de modo que $\beta''_1 < \beta_1$.

La experiencia enseña que conviene utilizar unos ángulos de β_1 mayores de 15° . Lo más frecuente es usar una gama de ángulos entre 15 y 20° , pero pudiendo llegar a máximos de 30° . De esta forma para determinar el caudal tendremos que obtenerle con unos ángulos β_1 entre estos valores.

5.6.2 Selección del ángulo de entrada β_2 .

El ángulo β_2 es posiblemente el parámetro de diseño más importante de una bomba centrífuga. Del ángulo β_2 elegido depende la inclinación de la curva H-Q, el grado de reacción y el tipo de aplicación.

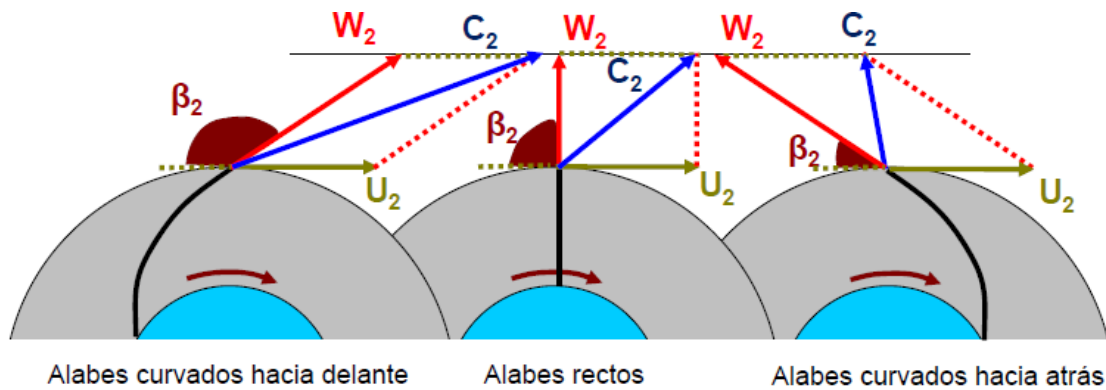


Fig 39. Comparación de los triángulos de velocidades de salida con distintos ángulos β_2 . [5]

Como hemos visto en la curva característica ideal, su pendiente depende del ángulo β_2 . En la Figura 39 vemos que los álabes curvados hacia adelante son los que tienen un ángulo superior a 90, los rectos tienen un ángulo de 90 y los curvados hacia atrás menor que 90.

El coeficiente B de la curva característica depende de la tangente de este ángulo, de forma que influye directamente en la altura alcanzada por la bomba. El grado de reacción también depende del ángulo β_2 , y este va a determinar qué tipo de aplicación va a tener la bomba.

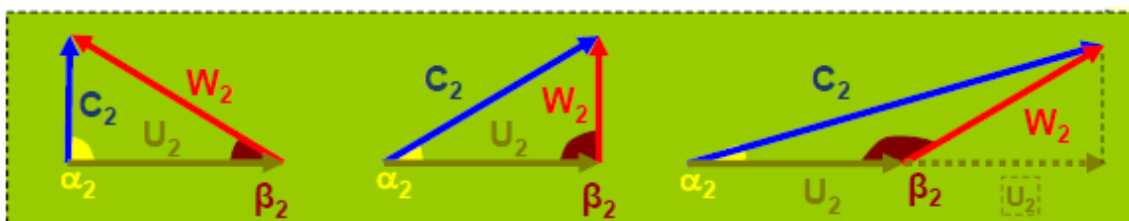


Fig 40. Comparación de las velocidades de salida del rodete en función del ángulo β_2 . [5]

$$\sigma = \frac{H_p}{H_t} = 1 - \frac{H_d}{H_t}$$

$$H_d = \frac{c_{2u}^2}{2g} \quad H_t = \frac{u_2 * c_{2u}}{g}$$

$$\sigma = 1 - \frac{c_{2u}}{2 * u_2}$$

Para $\sigma=1 \rightarrow c_{2u}=0 \rightarrow \beta_{2MIN}$ **Reacción pura**

Para $\sigma=0.5 \rightarrow c_{2u}=u_2 \rightarrow \beta_2=90^\circ$

Para $\sigma=0 \rightarrow c_{2u}=2*u_2 \rightarrow \beta_{2MAX}$ **Acción pura**

Hay que remarcar que para el caso de reacción pura, obtenemos una $H_t=0$, de forma que tanto la altura dinámica como la de presión son también 0.

Para un $\beta_2=90^\circ \rightarrow H_t = \frac{u_2^2}{g}$ y se reparte a partes iguales entre la altura dinámica y la de presión.

Para la acción pura, el ángulo β_2 es máximo y, a pesar de que así se consigue dar más altura total, toda ella es dinámica y no hay altura de presión lo que conlleva elevadas pérdidas por la velocidad del fluido. La altura total es $H_t = \frac{2*u_2^2}{g}$.

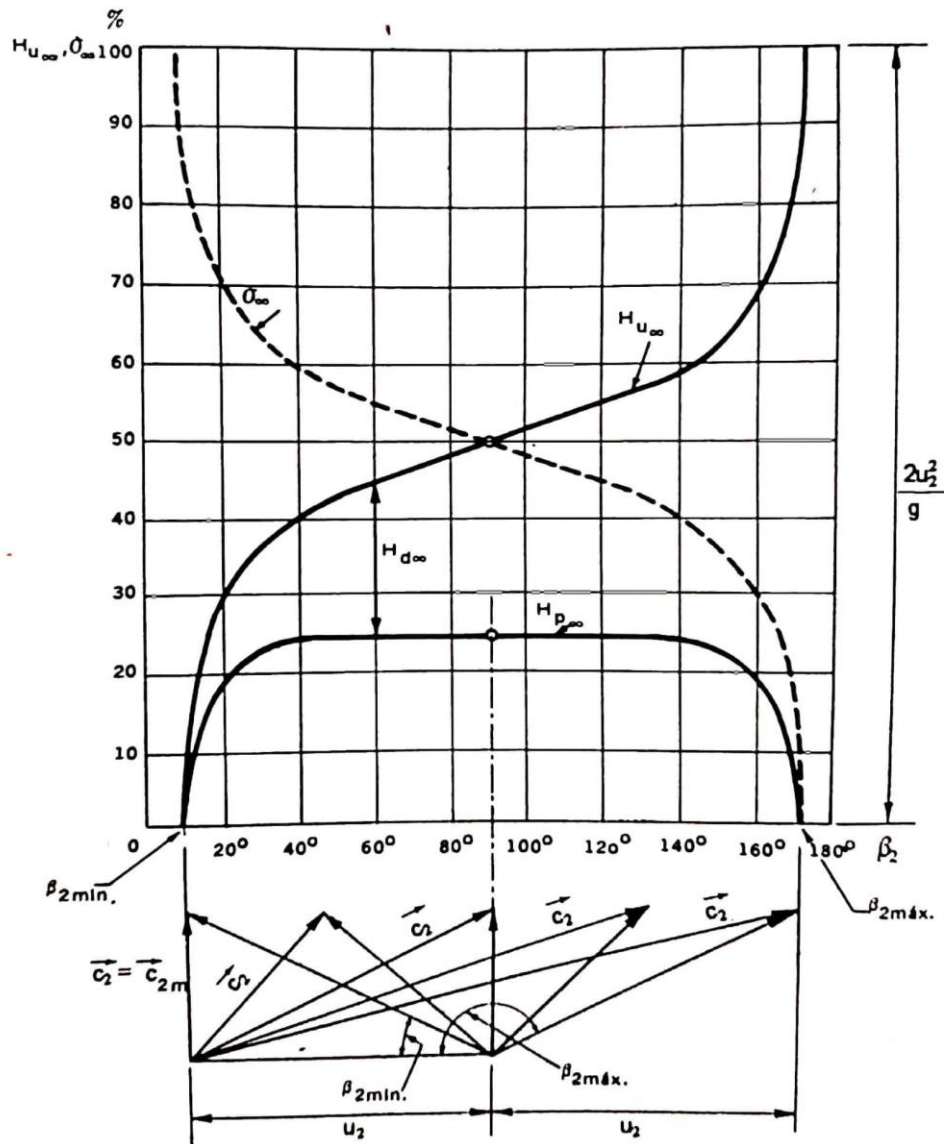


Fig 41. Evolución del grado de reacción y la altura dinámica y de presión en función del ángulo β_2 . [9]

Podemos deducir que a medida que aumenta β_2 , aumenta constantemente H_t y disminuye constantemente σ . Lo primero supone una ventaja ya que obtenemos más altura y lo segundo una desventaja ya que tenemos una mayor altura dinámica a recuperar en la voluta o en el difusor, lo que empeora el rendimiento de la bomba.

Lo más habitual en una bomba centrífuga es utilizar ángulos menores de β_2 de forma que se encuentre un compromiso entre la altura obtenida y las pérdidas en la voluta. Se usan ángulos β_2 en la gama de $14^\circ - 60^\circ$, siendo la gama entre 20° y 30° los valores más habituales.

5.6.3 Factor de disminución del trabajo, número de álabes y su espesor

Factor de disminución del trabajo

[9] Si hacemos una simulación real del rodete, podemos comprobar como los resultados de la altura obtenida son entorno a un 20% peores a los calculados en teoría, aun teniendo en cuenta todas las pérdidas hidráulicas ya explicadas. Esto se debe a que el cálculo teórico se ha realizado asumiendo la teoría del flujo unidimensional en la que se tiene un número infinito de álabes de espesor infinitesimal de forma que toda partícula es impulsado por “su” propio álabe sin permitir desviaciones en su trayectoria. Sin embargo, el efecto de la presencia de un número finito de álabes con un espesor determinado hace que la trayectoria ideal de cada partícula de fluido que atraviesa la bomba no se pueda conseguir.

El *factor de disminución de trabajo* (e_z) permite transformar la teoría unidimensional en una teoría bidimensional simplificada. El valor de este factor es menor que la unidad y se acerca a la unidad a medida que aumenta el número de álabes al aproximarse más a la teoría unidimensional.

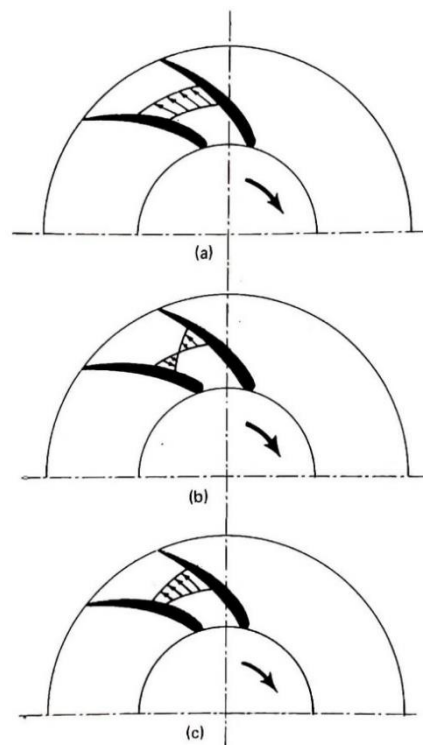


Fig 42. Corriente relativa en un rodete: a) teoría unidimensional; b) remolino relativo; c) superposición de a) y b). [9]

Entre los álabes del rodete se crean zonas de presiones “relativas”. En la cara anterior del álabe, la que impulsa al fluido, se crean sobrepresiones y en la cara posterior del álabe se crean zonas de baja presión. Esto hace que las partículas tengan un movimiento de rotación de forma relativa al rodete llamado *remolino relativo*.

Este giro relativo dentro del rodete es el que provoca una desviación del triángulo de velocidades teórico. En el nuevo triángulo se va a ver reducida la componente tangencial

de la velocidad de salida del fluido ($\beta_{2z} < \beta_2$), lo que provoca que se reduzca la altura suministrada por la bomba.

$$c_{2uz} < c_{2u\infty}$$

$$H_t = \frac{u_2 * c_{2u} - u_1 * c_{1u}}{g}$$

$$H_{t,z} < H_{t,\infty}$$

$$H_{t,z} = e_z * H_{t,\infty}$$

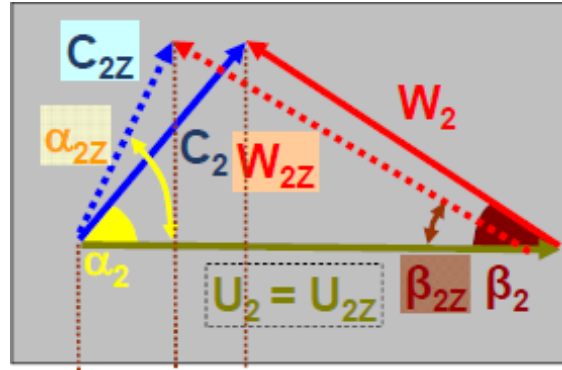


Fig 43. Triángulo de velocidades con disminución de trabajo. [5]

El factor de disminución del trabajo, e_z , se determina con el *Método de Pfeleiderer*, con el que se obtienen resultados muy precisos especialmente para los rodetes radiales con álabes curvados hacia atrás ($\beta_2 < 90^\circ$) y con una relación $r_1/r_2 \approx 1/2$.

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{1.2 * (1 + \sin \beta_2)}{z * \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$$

Número de álabes

El número de álabes óptimo para un rodete no se puede determinar teóricamente demomento. Se ha de determinar experimentalmente. Teóricamente a mayor número de álabes, la situación se asemeja más a la de la teoría unidimensional y el factor e_z será mayor. Sin embargo, a mayor número de álabes, mayor superficie en contacto con el fluido hay, por lo que aumentan las pérdidas por rozamiento de superficie. Lo ideal es aumentar el número de álabes hasta que las pérdidas por rozamiento empiezan a crecer más rápido que las pérdidas por rozamiento de forma decrecen (remolino relativo).

Existen fórmulas que consituyen una guía para la selección del número óptimo de álabes, pero simplemente con el objetivo de tener una orientación inicial, como puede ser la deducida tras la observación de Stepanoff aplicable a ángulos de β_2 entre 25° y 90° .

$$z = \beta_2 / 3$$

También hay otras deducciones más complejas como puede ser la utilizada por Pfleiderer, siendo una de las más utilizadas.

$$z = k * \frac{d_2 + d_1}{d_2 - d_1} * \operatorname{sen}\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)$$

El valor de k tiene un valor medio aproximado de 6.5, y suele oscilar entre 3 y 10. Estas fórmulas solo dan un valor lógico que podemos considerar adecuado para la bomba centrífuga a diseñar, pero debemos tener en cuenta que para las bombas radiales el número de álabes varía entre 5, para velocidades específicas muy bajas, y 12 para velocidades específicas muy altas. Habrá que realizar cálculos experimentales si se quiere dar con el número de álabes idóneo.

Espesor de los álabes

El espesor de los álabes (t) es el que rompe con la teoría de flujo unidimensional. Es el motivo por el cual cada partícula de fluido no es impulsada de igual manera y da lugar a pérdidas por choques, recirculación interna por remolinos relativos (ya que al tener espesor consecuentemente es inviable el número infinito de estos) y otros problemas de durabilidad relacionados con la erosión si el espesor no es suficiente.

El álabe debe ser suficientemente grueso para aportar rigidez en la impulsión y suficientemente delgado para evitar ineficiencias en la dinámica del fluido. El material a utilizar dependerá del riesgo de cavitación y, por ejemplo, es habitual utilizar espesores de entre 3 y 8 milímetros con los álabes de fundición de acero.

A continuación, podemos observar una tabla con las velocidades de erosión relativas en función del material respecto al acero inoxidable soldado.

Material	Velocidad de erosión relativa
Acero inoxidable soldado, 17% Cr-7% Ni	1
Fundición de acero inoxidable 12% Cr	3
Acero inoxidable soldado 18% Cr-8% ni	5
Bronce de Al	13
Fundición de acero 0,33C	37
Bronce al Mn	80
Fundición de Fe	224-375

Fig 44. Velocidad de erosión relativa de algunos materiales. [9]

El espesor de los álabes afecta en el área de entrada y salida del fluido al rodete, y con ello al caudal, ya que esta área se ve disminuido por la sección de los álabes. Esta disminución del área se corrige con un *coeficiente de obstrucción* (k_1 y k_2) cuyo valor es la unidad para la situación ideal de flujo unidimensional sin existencia de espesor. A medida que aumenta el espesor el factor va disminuyendo progresivamente y con ello el caudal efectivo.

$$Q = k_1 c_{1m} A_1 = k_2 c_{2m} A_2$$

$$A_1 = 2\pi * r_1 * b_1$$

$$A_2 = 2\pi * r_2 * b_1$$

$$k_1 = 1 - \frac{t * z}{2\pi * r_1}$$

$$k_2 = 1 - \frac{t * z}{2\pi * r_2}$$

5.7 Leyes de semejanza

[5] El propósito de las leyes de semejanza es realizar análisis dimensionales. Esto permite predecir los comportamientos de una turbomáquina similar al cambiar alguno de sus parámetros como son la velocidad de rotación o al modificar dimensiones como los diámetros. Una aplicación muy importante es la reproducción a pequeña escala de modelos que con las leyes de semejanza deben tener el mismo comportamiento que los prototipos a escala real. El escalado permite ahorrar costes de fabricación aumentando la información experimental y reduciendo los costes de prueba y error.

Otra aplicación muy importante es la que realizan los fabricantes de turbomáquinas para realizar los ábacos de modelos de bombas que hay en sus catálogos. Permite adaptar una misma bomba para diferentes alturas de forma que se pueda aprovechar un mismo diseño para distintos valores de altura y caudal.

Para que dos turbomáquinas sean semejantes deben de cumplir 3 condiciones:

- **Semejanza geométrica:** El modelo y el prototipo han de ser geoméricamente semejantes, tanto interiormente como exteriormente y en los elementos auxiliares.

λ es la relación geométrica entre el modelo y prototipo. λ es la relación para dimensiones, λ^2 para áreas y λ^3 para volúmenes.

$$\lambda = \frac{D}{D_0} = \frac{b}{b_0} \quad \lambda^2 = \frac{A}{A_0} \quad \lambda^3 = \frac{Vol}{Vol_0}$$

- **Semejanza cinemática:** El modelo y prototipo han de mantener una proporcionalidad directa entre sus triángulos de velocidades.

α es la relación de velocidades de giro.

$$\alpha = \frac{n}{n_0} = \frac{\omega}{\omega_0} \quad \alpha_1 = \alpha_{10} \quad \beta_1 = \beta_{10}$$

Con λ y α tenemos determinada la velocidad periférica u , ya que viene dada por el diámetro D_0 y la velocidad de giro n_0 . Como α y β han de permanecer constantes lo que va a determinar la semejanza va a ser la dimensión de c_m , que para un área determinado de paso nos proporciona un caudal Q . De esta forma si tenemos fijada λ y α existirá un caudal y c_m para el que el triángulo de velocidades es proporcional. Por el contrario, si tenemos fijado Q y λ existirá una relación de velocidades para la que el triángulo de velocidades es proporcional.

Solo habrá un punto de funcionamiento del modelo que cumpla las semejanzas geométrica y cinemática, y que mantenga la proporcionalidad con los triángulos de velocidades del prototipo. A estos puntos se les llama **Puntos Homólogos**.

- **Semejanza dinámica:** Para conseguir una **semejanza absoluta** cuatro de los cinco parámetros adimensionales fundamentales de la mecánica de fluidos han de ser iguales en modelo y prototipo. Estos parámetros son el número de Euler, el número de Reynolds, el número de Froude, el número de Mach y el número de Webber. Para las máquinas hidráulicas los más importantes son los números de Euler y el de Reynolds, siendo este último el más trascendental.

$$Re = \frac{v * L_c}{\nu}$$

Sin embargo, esta última semejanza es muy difícil de conseguir, debido a que es difícil mantener velocidades similares al construir modelos pequeños. En estos casos (la mayoría), en vez de hablar de semejanza absoluta hablaremos de **semejanza restringida**. Esta semejanza es totalmente válida ya que las variaciones de rendimiento son muy pequeñas por lo que se suele ignorar la semejanza dinámica.

Con la relación geométrica y la relación de velocidades de giro podemos obtener el resto de las relaciones que tendrán que cumplirse entre el prototipo y el modelo.

-Relación de velocidades lineales

$$\frac{u_2}{u_{20}} = \frac{\omega * r_2}{\omega_0 * r_{20}} = \alpha * \lambda$$

-Relación de caudales

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{c_m * \pi * D * b}{c_{m0} * \pi * D_0 * b_0} = \alpha * \lambda^3$$

-Relación de alturas

$$\frac{H_t}{H_{t0}} = \alpha^2 * \lambda^2$$

-Relación de potencias

$$\frac{Pot}{Pot_0} = \alpha^3 * \lambda^5$$

-Relación de par en el eje

$$\frac{M}{M_0} = \alpha^2 * \lambda^5$$

Una vez conocemos todas las relaciones podemos diseñar modelos semejantes a un prototipo. Por ejemplo, si el modelo es igual geoméricamente, pero se quiere experimentar a una velocidad diferente, asumimos que $\lambda=1$ de forma que se simplifican todas las relaciones. En el caso contrario de que el modelo y prototipo trabajen a las mismas revoluciones $\alpha=1$ y se simplificarán las relaciones de forma que solo afecte la

diferencia geométrica. Esta última simplificación se utiliza mucho para obtener resultados en variaciones de diámetro del rodete.

5.7.1 Colinas de rendimiento

Las colinas de rendimiento se obtienen simulando que una bomba trabaje en diferentes situaciones de caudal, altura y régimen de giro, de forma que se puedan obtener las parábolas de isorrendimiento.

Como trabajamos con la misma bomba, $\lambda=1$, de forma que las relaciones de caudal y altura quedan.

$$\frac{H_m}{H_{m0}} = \alpha^2 \quad \frac{Q}{Q_0} = \alpha \quad \rightarrow \quad \frac{H_m}{H_{m0}} = \alpha^2 = \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2$$

Parábola de isorrendimiento

$$H_m = \frac{H_{m0}}{Q_0^2} * Q^2 = k_1 * Q^2$$

Todos los puntos de la parábola de isorrendimiento son homólogos al punto de referencia (H_0 , Q_0) y todos tendrán el mismo rendimiento al ser semejantes geométrica y cinemáticamente. A lo largo de la parábola lo que varía es el parámetro α de forma que cada punto tiene una velocidad de giro (n) diferente.

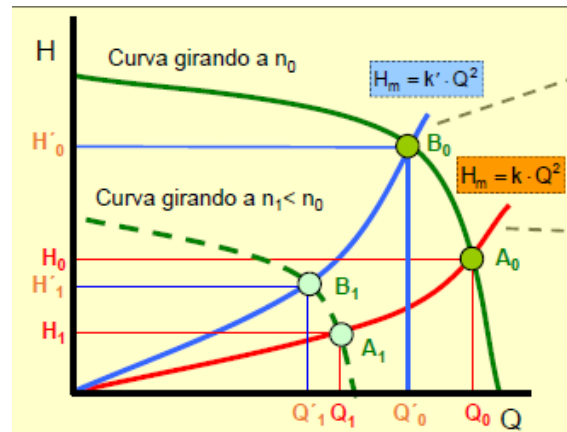


Fig 45. Parabolas de isorrendimiento y curvas características a diferentes velocidades de giro. [5]

Se pueden representar tantas parábolas de isorrendimiento como se desee, cada una con su punto de referencia k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , etc. Cada una de ellas tendrá un rendimiento diferente, pero manteniéndose el rendimiento en todos los puntos de una misma.

Para un número infinito de álabes las parábolas teóricas de isorrendimiento pasan por el origen. Sin embargo, para un número finito de álabes obtenemos las parábolas

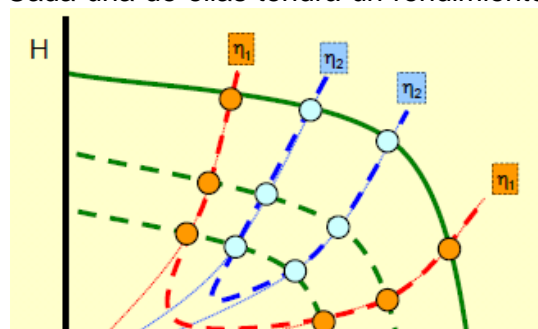


Fig 46. Colinas de rendimiento. [5]

reales que para los caudales más extremos (bajos y altos) no mantienen su rendimiento y las curvas se cierran dando lugar a las **colinas de rendimientos**. Las colinas centrales tienen un mayor rendimiento que las periféricas, de forma que el rendimiento va cayendo gradualmente desde el centro hacia los extremos.

5.7.2 Recorte del rodete

Este procedimiento es utilizado por los fabricantes para adaptar el punto de funcionamiento de la bomba. Consiste en rebajar la parte exterior del rodete de forma que no se puede contemplar una semejanza geométrica al uso, ya que la relación entre los diámetros no se cumple en el resto de dimensiones como la anchura del rodete o áreas de paso. Sin embargo, se realizará un procedimiento similar teniendo en cuenta también que la velocidad de giro se mantiene ($\alpha=1$).

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{c_{2m} * \pi * D_2 * b_2}{c_{2m0} * \pi * D_{20} * b_2} = \frac{c_{2m} * D_2}{c_{2m0} * D_{20}}$$

Debido a la semejanza cinemática la relación entre las velocidades periféricas (u) y las velocidades del fluido (c) son la misma ($\alpha*\lambda$) y como $\alpha=1$ sería la misma relación que los diámetros. De forma que podemos resumir

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{D_2 * D_2}{D_{20} * D_{20}} = \left(\frac{D_2}{D_{20}}\right)^2$$

$$H_m = \frac{u_2 * c_{2u}}{g} * \eta_{man}$$

$$\frac{H_m}{H_{m0}} = \frac{u_2 * c_{2u}}{u_{20} * c_{2u0}} = \left(\frac{D_2}{D_{20}}\right)^2$$

$$\frac{H_m}{H_{m0}} = \frac{Q}{Q_0} \rightarrow H_m = \frac{H_{m0}}{Q_0} * Q$$

$$H_m = k' * Q$$

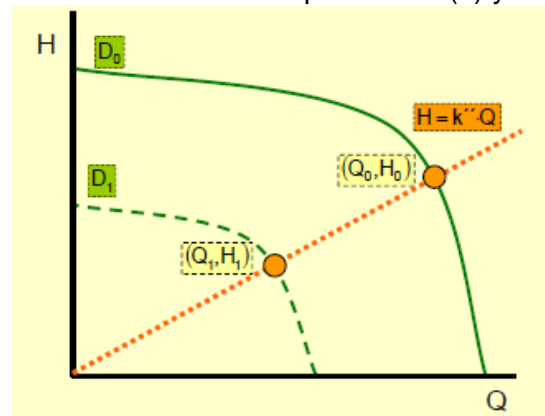


Fig 47. Rectas de isorrendimiento y diferentes curvas características para el recorte del rodete. [5]

En este caso tenemos unas rectas de isorrendimiento que relacionan los puntos con el mismo rendimiento de los diferentes diámetros. Con este procedimiento se puede llegar a variar el diámetro hasta un 15% sin sobrepasarlo ya que disminuiría notablemente el rendimiento.

Al delimitar la curva característica en las zonas centrales de mayor rendimiento como hemos visto anteriormente, y también delimitar la variación de diámetros en un máximo del 15%, obtenemos las zonas de trabajo óptimas del rodete.

Con varios tipos de rodetes y sus zonas de trabajo óptimas se puede barrer un gran abanico de posibilidades para tener en los catálogos de los fabricantes siempre un rendimiento aceptable en cualquier zona del gráfico H-Q. Como podemos ver en las Figuras 50 y 51 de la marca Omel con gráficos distintos para cada velocidad de giro.

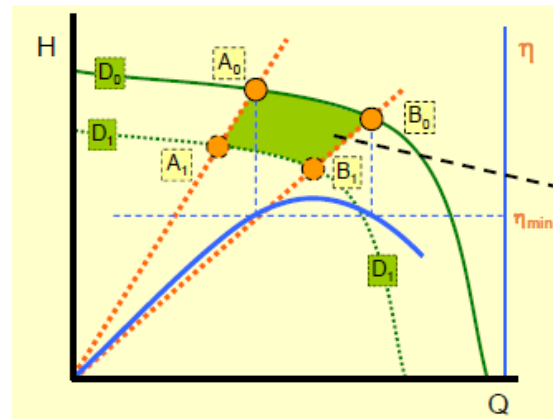


Fig 48. Zona de trabajo óptima del rodete. [5]

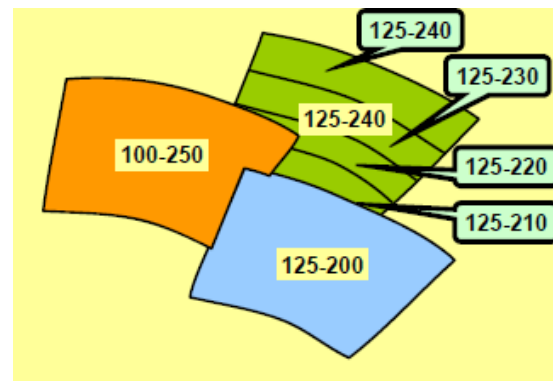


Fig 49. Diámetros exteriores de un rodete con diferentes recortes y cómo afecta en su zona óptima de trabajo. [5]

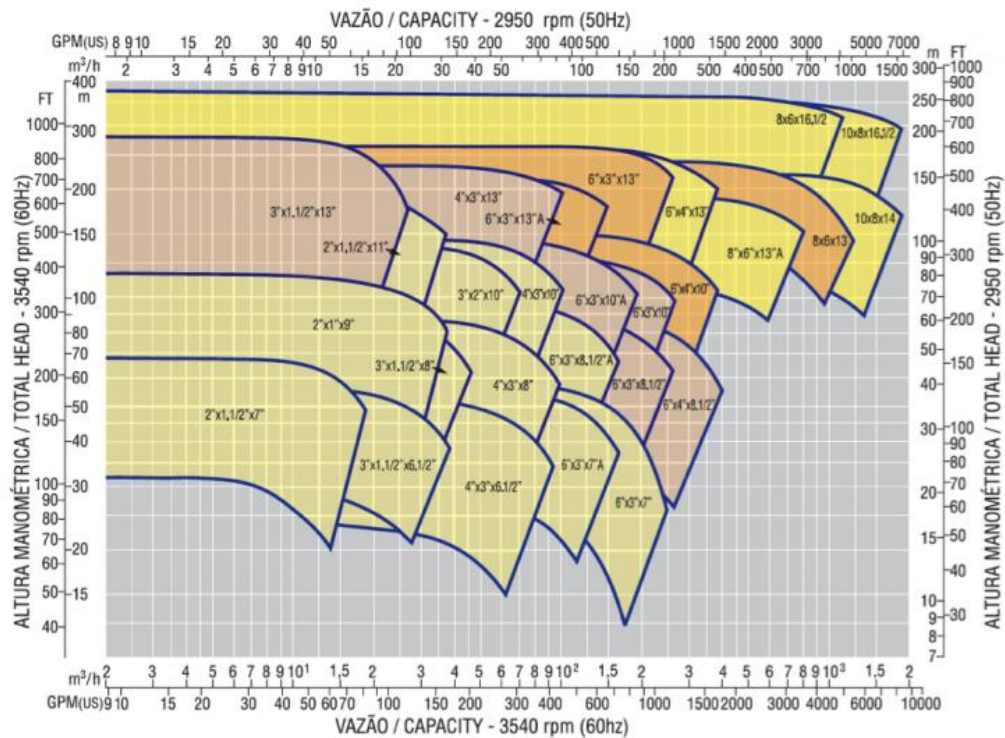


Fig 50. Catálogo de bombas centrífugas de Omel para distintos modelos de bombas centrífugas trabajando a 2950 rpm. Fuente: Omel

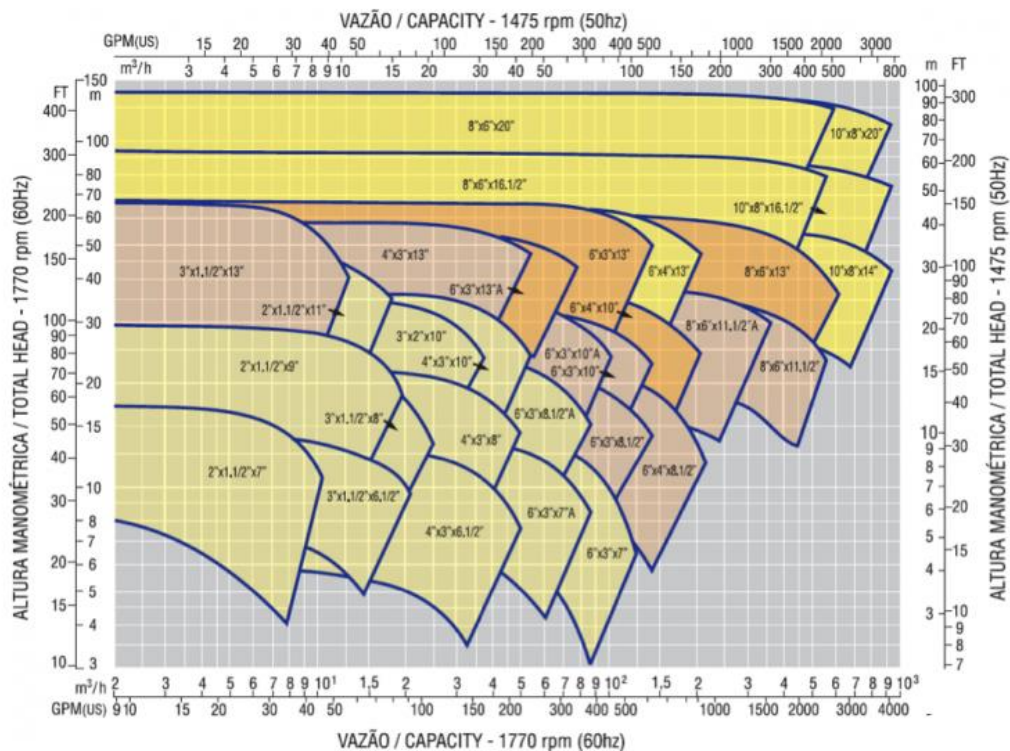


Fig 51. Catálogo de bombas centrífugas de Omel para distintos modelos de bombas centrífugas trabajando a 1475 rpm. Fuente: Omel

5.8 Número específico de revoluciones

[9] El número específico de revoluciones es el número de revoluciones a las que debería girar una turbomáquina hidráulica para suministrar al eje o al fluido una potencia de valor unidad para una altura de 1 metro, con un rendimiento óptimo.

Todas las turbomáquinas, geoméricamente semejantes, trabajando en puntos homólogos, tienen el mismo número específico de revoluciones, siempre que se considere el mismo fluido en todas ellas y se suponga idéntico rendimiento.

5.8.1 Número específico de revoluciones en función de la potencia, n_s .

El n_s , que es el número específico de revoluciones en función de la potencia se obtiene eliminando la relación geométrica, λ , de la relación de potencias de semejanza.

$$\frac{H_t}{H_{t0}} = \alpha^2 * \lambda^2 \rightarrow \lambda = \frac{1}{\alpha} * \sqrt{\frac{H_t}{H_{t0}}}$$

$$\frac{Pot}{Pot_0} = \alpha^3 * \lambda^5 = \alpha^3 * \left(\frac{1}{\alpha} * \sqrt{\frac{H_t}{H_{t0}}} \right)^5 = \frac{1}{\alpha^2} * \left(\frac{H_t}{H_{t0}} \right)^{\frac{5}{2}} = \left(\frac{n_0}{n} \right)^2 * \left(\frac{H_t}{H_{t0}} \right)^{\frac{5}{2}}$$

$$Pot * n^2 * H_t^{-\frac{5}{2}} = Pot_0 * n_0^2 * H_{t0}^{-\frac{5}{2}}$$

$$n * Pot^{\frac{1}{2}} * H_t^{-\frac{5}{4}} = n_0 * Pot_0^{\frac{1}{2}} * H_{t0}^{-\frac{5}{4}}$$

$$n_s = n * Pot^{\frac{1}{2}} * H_t^{-\frac{5}{4}}$$

$$Pot = \gamma * H_t * Q \rightarrow n_s = n * \gamma^{\frac{1}{2}} * Q^{\frac{1}{2}} * H_t^{-\frac{3}{4}}$$

El número específico de revoluciones tiene las siguientes unidades:

- n en rpm
- H en m
- P en CV

Las turbomáquinas se clasifican en lentas, normales y rápidas, según sea el n_s , bajo, medio o elevado, no según la velocidad real de giro.

5.8.2 Número específico de revoluciones en función del caudal, n_q

Debido a que para n_s tiene los inconvenientes de que se debe utilizar siempre el mismo fluido y además en situaciones con rendimientos iguales, se ha desarrollado el número específico de revoluciones en función del caudal, n_q . Se deduce de igual manera que n_s pero partiendo de la relación de caudales de semejanza, en lugar de la relación de potencias.

$$n_q = n * Q^{\frac{1}{2}} * H^{-\frac{3}{4}}$$

Esta expresión tiene la ventaja de ser igual independientemente del fluido y del rendimiento por lo que solo depende de la forma geométrica de la máquina, por lo que también se le puede llamar coeficiente de forma.

5.8.3 Número específico de revoluciones adimensional, n_0 .

Debido al inconveniente de utilizar diferentes sistemas de unidades, en los últimos años se está implantando el uso de un número adimensional, en vez del n_s dependiente de la potencia en CV. Multiplicando a ambos lados de la igualdad de n_s por $g^{-3/4}$, siendo g la gravedad, obtenemos el número adimensional de forma que n_0 es:

$$n_0 = \frac{\omega * Q^{1/2}}{(g * H)^{\frac{3}{4}}}$$

5.8.4 Diseño de la bomba en función del número específico de revoluciones.

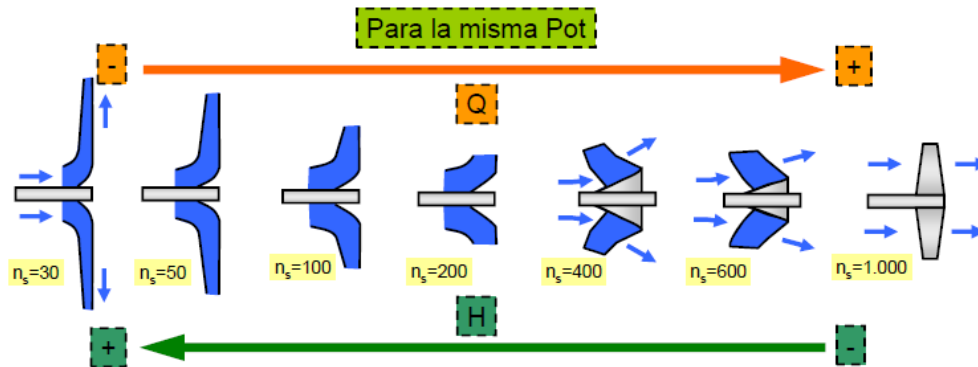


Fig 52. Evolución de los rodetes de tipo radial a axial a medida que aumenta el número específico de revoluciones, n_s . [5]

[9] Las dimensiones principales de una bomba radial están muy relacionadas con el número específico de revoluciones de la bomba. Este número nos determinará cuanto de axial o de radial es la bomba, e incluso si es necesario utilizar una bomba multietapa con varios rodetes o escalonamientos.

En el caso de las bombas de un solo escalonamiento se pueden construir para valores de n_0 entre 0.2 y 9, aunque las pérdidas volumétricas aumentan considerablemente al bajar del valor 0.4. Según Pfleiderer se pueden limitar los tipos de bombas de forma aproximada como se hace a continuación:

- Rodete radial: $n_0=0.2 - 0.72$ ($n_q=10 - 40$, $n_s=40 - 140$)
- Rodete Francis: $n_0=0.72 - 1.55$ ($n_q=38 - 82$, $n_s=140 - 300$)
- Rodete helicoidal: $n_0=1.55 - 3.10$ ($n_q=82 - 164$, $n_s=300 - 600$)
- Rodete axial: $n_0=3.10 - 9$ ($n_q=100 - 500$, $n_s=365 - 1800$)

Si el n_0 no alcanza el valor de 0.2 se deberá pensar en realizar varios escalonamientos en la bomba, de forma que esta sea multietapa con varios rodetes.

En las siguientes figuras podemos apreciar como a medida que crece el número específico de revoluciones el rodete de la bomba tiene una geometría más axial destinado a un uso de mayor caudal y menos altura. De hecho, podemos ver como la relación entre el diámetro exterior y el interior siempre aumenta cuanto más comportamiento radial tiene la bomba.

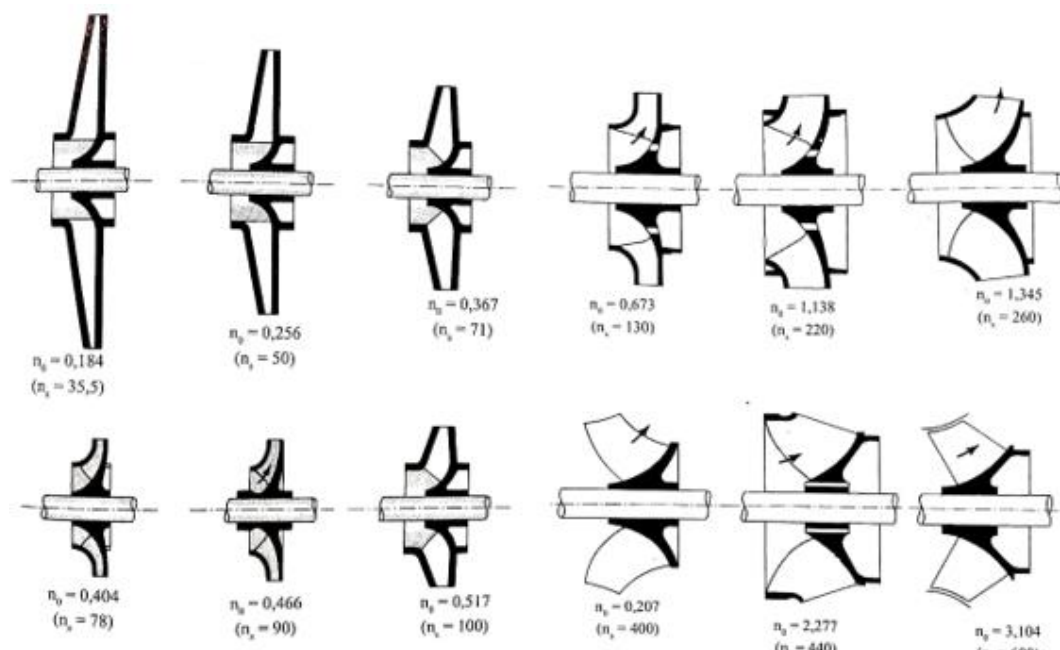


Fig 53 Evolución de los rodetes de tipo radial a axial a medida que aumenta el número específico de revoluciones adimensional, n_q . [9]

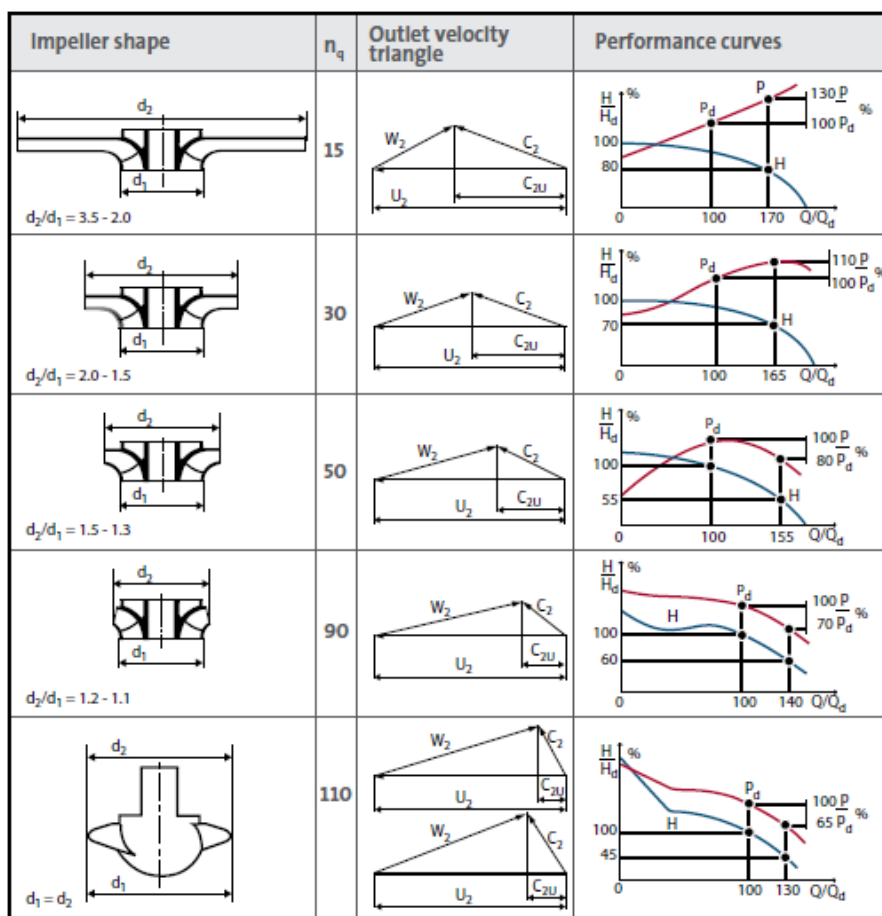


Fig 54. Relación de diámetros, triángulos de velocidades y curvas características de los rodetes en función del n_q . Fuente: The centrifugal pump. Grundfos.

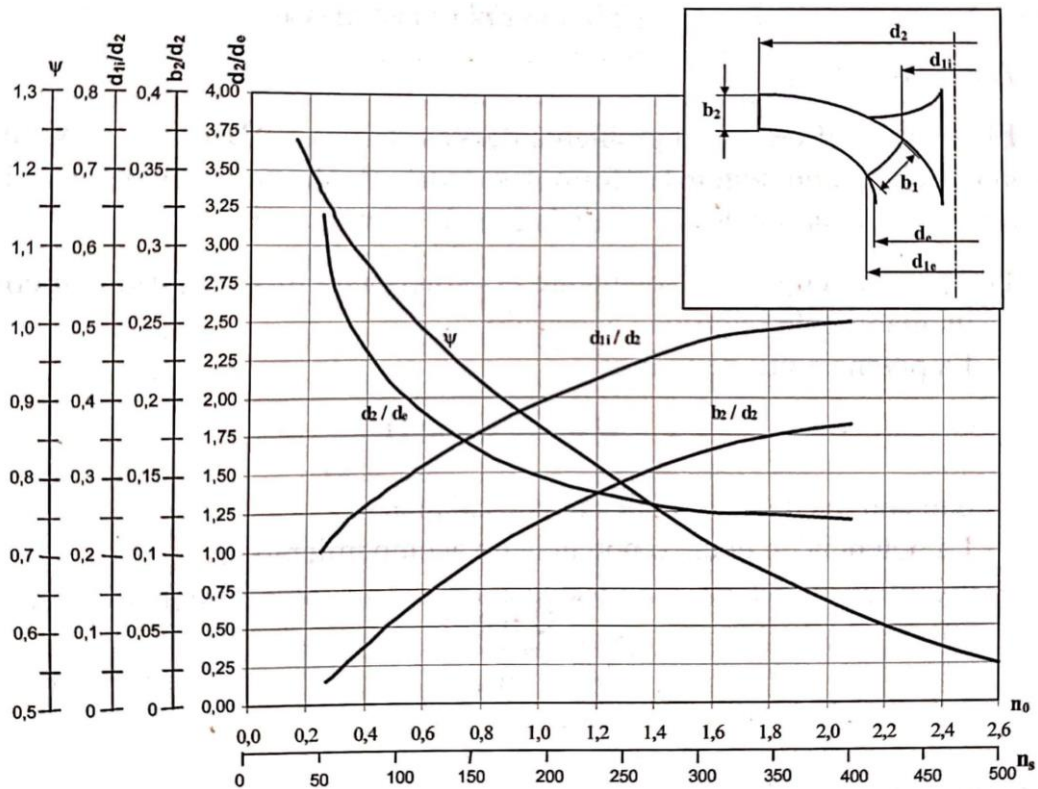


Fig 55. Dimensiones principales del rodete en función de n_0 para un anteproyecto de una bomba radial. [9]

El número específico adimensional también nos aproxima el resto de las geometrías iniciales, de forma que podamos tener una idea inicial de sus dimensiones. Estas dimensiones son tanto la relación diámetro exterior, diámetro interior, ancho del rodete o el diámetro del eje. Sin embargo, estas medidas deberán ser decididas por el diseñador en base al resto de condiciones específicas que tenga la bomba.

6. Cálculo teórico del rodete

En el cálculo teórico del rodete se van a realizar los cálculos necesarios para proponer un diseño inicial del rodete justificando cada paso con la teoría ya vista en anteriores capítulos. Esta primera propuesta de diseño puede quedarse lejos del diseño final, pero servirá como una primera geometría con la que realizar simulaciones y saber cuál es el camino a seguir.

Se van a definir las condiciones y objetivos de la bomba centrífuga, para después justificar el tipo de rodete que se va a utilizar e inicializar unas dimensiones. Con estas primeras dimensiones se van a obtener resultados teóricos, con los que poder realizar un primer reajuste de las dimensiones para poder comenzar a las simulaciones con un diseño más cercano a la realidad.

6.1 Condiciones de diseño

El punto de funcionamiento de una bomba centrífuga está definido por su curva característica y la curva resistente de la instalación. El hecho de realizar un diseño para más de una estación de bombeo hace que no esté definida la curva resistente, pero todas tienen el mismo caudal objetivo en común: $140 \text{ m}^3/\text{h}$.

Como el tramo de alturas varía entre los 80 y 90 metros (véase Sec. 2.1), se va a realizar un diseño para la mayor de las alturas, 90m, para así luego poder realizar la técnica de recorte de rodete y obtener el resto de las alturas.

El régimen de velocidad de la bomba centrífuga ya ha quedado definido por el motor asíncrono de un par de polos. La velocidad va a estar en torno a 2900 rpm, de forma que se va a tomar este valor como dato de diseño.

Las tuberías en las que se van a instalar las bombas tienen un diámetro de 110 mm las de entrada y 100 mm las de salida. La entrada de la bomba es prácticamente a presión atmosférica, debido a que las estaciones de bombeo se encuentran a la altura de los depósitos de donde se capta el agua. En funcionamiento la presión a la entrada será negativa, debido a la succión que realiza la bomba, pero en reposo, la presión será un poco mayor a la atmosférica, como en el caso de elevación (Sec. 5.3), pero no se considera. Se colocará la altura de la bomba un poco por debajo del nivel del depósito

para favorecer el autocebado de la bomba, pero a efectos de cálculo no se tendrá en cuenta esta presión positiva en reposo.

Altura (m)	90
Caudal (m ³ /h)	140 +5%
Régimen de giro (rpm)	2900
Diámetro tubería de entrada (mm)	110
Diámetro tubería de salida (mm)	100

Tabla 1. Condiciones de diseño de la bomba centrífuga.

6.2 Tipo de rodete

El rodete que se va a diseñar es de tipo cerrado debido a que el fluido a bombear es agua potable, de forma que no existe ningún peligro de obstrucción en su interior. De esta forma podremos aumentar el rendimiento del rodete al máximo posible disminuyendo las pérdidas volumétricas y se podrá alcanzar mayores alturas.

Con el número específico de revoluciones (véase Sec. 5.8) vamos a determinar el tipo de rodete y unas dimensiones relativas iniciales con las que comenzar el diseño del rodete. Se va a calcular en función de la potencia, del caudal y, también, el número adimensional, de forma que podamos reafirmar las conclusiones obtenidas.

El número específico de revoluciones en función de la potencia (Sec. 5.8.1) es el siguiente:

$$Pot = \gamma * Q * H = 9800 * \frac{140}{3600} * 90 = 34300 \text{ W} * \frac{1\text{CV}}{745\text{W}} = 46.04 \text{ CV}$$

$$n_s = n * Pot^{\frac{1}{2}} * H_t^{-\frac{5}{4}} = 2900\text{rpm} * 46.04^{\frac{1}{2}} * 90^{-\frac{5}{4}} = 70.98$$

El número específico de revoluciones en función del caudal (Sec. 5.8.2) es:

$$n_q = n * Q^{\frac{1}{2}} * H^{-\frac{3}{4}} = 2900\text{rpm} * \left(\frac{140}{3600}\right)^{\frac{1}{2}} * 90^{-\frac{3}{4}} = 19.57$$

Y el número específico de revoluciones adimensional (Sec. 5.8.3) es:

$$n_0 = \frac{\omega * Q^{1/2}}{(g * H)^{\frac{3}{4}}} = \frac{2900 * \frac{2\pi}{60} * \left(\frac{140}{3600}\right)^{1/2}}{(9.8 * 90)^{\frac{3}{4}}} = 0.37$$

El diseño del rodete en función de los números específicos de revoluciones (Sec. 5.8.4) obtenidos debe ser un **rodete radial**, pudiéndose realizar con **un solo escalonamiento** sin problemas, ya que el valor de n_0 supera el valor de 0.2 y no alcanza el de 0.72. Además, a modo de confirmación, los valores de n_q y n_s también se encuentran entre 10-40 y 40-140 respectivamente.

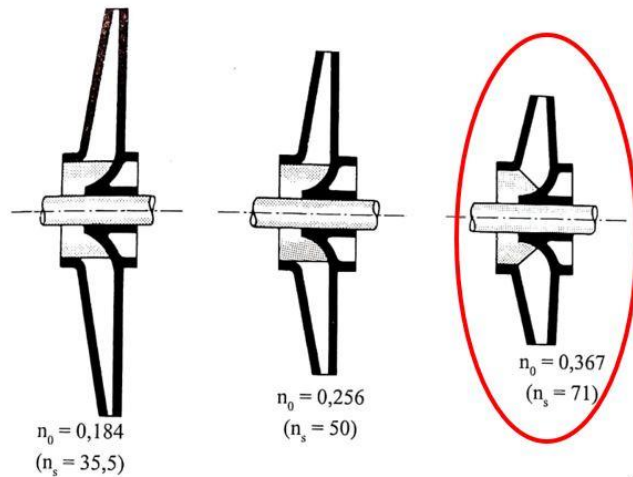


Fig 56. Representación meridional de bombas centrífugas de n_0 bajos. [9]

De la Figura 55 (Sec. 5.8.4) se obtienen las relaciones de dimensiones iniciales que se pueden utilizar para un anteproyecto de una bomba radial en función del número específico de revoluciones adimensional, n_0 .

Las relaciones obtenidas son las siguientes

- Relación $d_2/d_e = D_2/D_1 \approx 2.35$
- Relación $b_2/d_2 \approx 0.035$
- Relación $d_1/d_2 \approx 0.255$
- $\psi \approx 1.08$

[9] ψ es un factor experimental, desarrollado por Pfleiderer, que depende del ángulo β_2 y suele estar comprendido entre 1.0 y 1.3. Pfleiderer tras numerosos ensayos experimentales, aunque siempre teniendo en cuenta que este valor tiene una incertidumbre grande, recomienda el empleo de la siguiente formula:

$$\Psi = 0.6 * (1 + \text{sen}\beta_2)$$

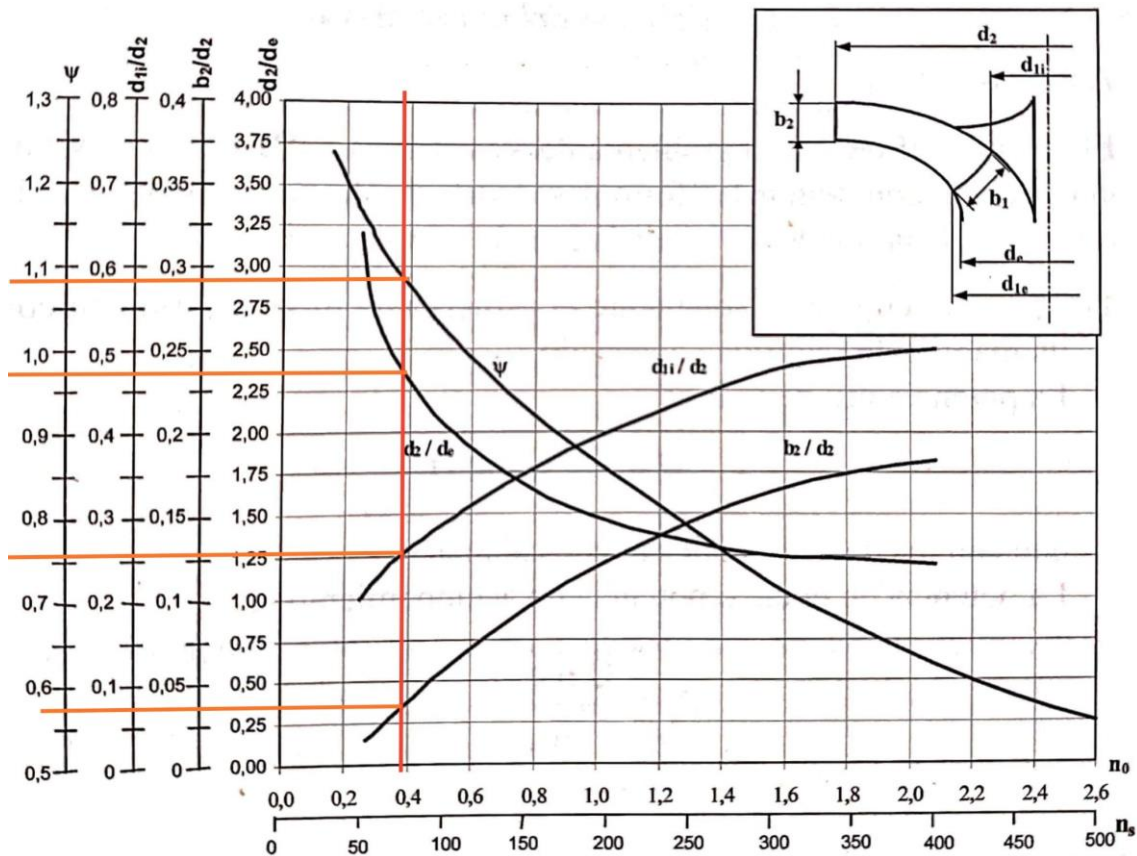


Fig 57. Dimensiones principales del rodete en función de n_0 . Obtención de relaciones para $n_0=0.37$. [9]

6.3 Inicialización de las dimensiones del rodete.

Para diseñar el rodete primero inicializaremos los parámetros con unos valores lógicos después de lo visto en teoría. De esta forma podremos obtener una curva característica ideal y, a partir de ella, modificar los parámetros que creamos convenientes. Luego, tras los primeros resultados obtenidos de la simulación, podremos repetir este proceso de dimensionado para corregir las desviaciones presentes en el diseño inicial.

A continuación, determinaremos cada parámetro de una manera ordenada de forma que se pueda comprender qué incógnitas tenemos en cada momento.

6.3.1 Cálculo de b_2

De la Figura 57 hemos obtenido que $b_2/d_2 \approx 0.035$. Por lo tanto, en la primera iteración tomaremos b_2 como $0.035 \cdot d_2$.

Una vez tengamos el primer dato de velocidad de salida del fluido, comprobaremos si este es muy elevado, lo que generaría muchas pérdidas, o es aceptable. En el caso de

que la velocidad sea muy elevada, se debería aumentar la anchura b_2 de forma que se aumente el área de salida y la velocidad sea menor para un mismo caudal.

6.3.2 Cálculo de D_1

De la misma forma que el ancho de entrada del rodete (b_2), D_1 queda inicializado como $D_2/2.35$.

Luego D_1 variará en función del diámetro de entrada de la bomba y la velocidad de entrada del fluido, de forma que no se produzcan ensanchamientos y después estrechamientos, o viceversa, en el camino que sigue el fluido. Así conseguiremos la mínima resistencia de forma para minimizar pérdidas por choques.

6.3.3 Inicialización del ángulo β_2 .

Al estar diseñando un rodete de reacción (Sec. 5.6.2), el hecho de querer disminuir las pérdidas en la voluta hace que tengamos que optar por un ángulo β_2 pequeño. Esto hará que, aunque perdamos un poco de altura teórica, no perdamos altura útil al aumentar el porcentaje de altura de presión y disminuir el porcentaje de altura dinámica a la salida el rodete.

Se partirá de un valor de β_2 de 25° para luego poder modificarle y elegir el ángulo óptimo.

6.3.4 Cálculo del número de álabes y su espesor

El cálculo del número de álabes (Sec. 5.6.3) es un procedimiento experimental, de forma que determinaremos el diseño de la bomba con un número de álabes inicial para velocidades específicas bajas. Siguiendo las recomendaciones de Stepanoff, el número de álabes inicial será:

$$z = \frac{\beta_2}{3} = \frac{25}{3} = 8.33 \approx 8$$

Con $z=8$ el factor de disminución del trabajo, vemos que depende de la relación de diámetros exterior e interior y no de uno de ellos en concreto, y quedará de la siguiente forma:

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{1.2 * (1 + \sin \beta_2)}{z * \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right]}} = \frac{1}{1 + \frac{1.2 * (1 + \sin(25^\circ))}{8 * \left[1 - \left(\frac{D_2/2.35}{D_2}\right)^2\right]}} = \frac{1}{1 + \frac{1.2 * (1 + \sin(25^\circ))}{8 * [1 - (1/2.35)^2]}} = 0.793$$

Debemos estar pendientes de modificar el factor de disminución de trabajo si modificamos la relación de diámetros o el ángulo de salida β_2 .

El espesor de los álabes (Véase Sec. 5.6.3), motivo por el que se cae la idea de flujo unidimensional e introducimos el factor de disminución del trabajo, debe de responder al compromiso entre eficiencia y durabilidad. Un espesor demasiado delgado puede tener una muy buena eficiencia, pero tendrá poca rigidez y tendrá menos durabilidad debido a posibles erosiones por cavitación. Sin embargo, un espesor demasiado grueso nos dará problemas en la dinámica hidráulica siendo origen de choques y pérdidas de energía en el fluido.

Es habitual utilizar espesores de entre 3 y 8 milímetros para álabes de fundición de acero con los que trabajar de forma segura. El material a utilizar es fundición de acero ya que teniendo una baja velocidad de erosión nos permitirá utilizar un espesor más delgado. La bomba no se va a encontrar en condiciones de mucho peligro por cavitación, por lo que no es necesario utilizar otros aceros inoxidable. Debido a este bajo riesgo de erosión y en busca de una mayor eficiencia para conseguir una mayor altura, utilizaremos un **espesor de $t=3\text{mm}$** .

Este espesor afecta al área de entrada y salida del rodete por lo que debemos aplicar el *coeficiente de obstrucción* en el cálculo del caudal. Estos coeficientes son:

$$k_1 = 1 - \frac{t * z}{2\pi * r_1}$$

$$k_2 = 1 - \frac{t * z}{2\pi * r_2}$$

6.3.5 Ángulo α_1

Como hemos visto anteriormente (Sec. 5.6.1) utilizaremos el ángulo de α_1 que nos permite maximizar la altura obtenida, es decir, $\alpha_1=90^\circ$. Este ángulo no es un ángulo de diseño, sino el que toma el fluido al entrar al rodete debido a la inercia prerrotacional que tiene de forma que puede ser un poco menor si tiene una rotación a favor o mayor si la tiene en contra. Vamos a suponer que no tiene ninguna inercia rotacional, que es lo normal al no tener álabes directrices de entrada. En el caso de que sí la tenga, esta será muy pequeña y se podrá despreciar.

6.3.6 Diámetro D2

Conocido el punto de funcionamiento ($Q=140\text{m}^3/\text{h}$, $H=90\text{m}$), podemos sustituir todos los parámetros ya obtenidos anteriormente y obtener el diámetro de salida, D_2 , con el que se cumplen las condiciones.

$$H_t = e_z * (A - B * Q)$$

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \frac{\left(\pi * D_2 * \frac{n}{60}\right)^2}{9.81} = \frac{\left(\pi * D_2 * \frac{2900}{60}\right)^2}{9.81}$$

$$B = \frac{u_2}{k_2 * A_2 * g} * \cot g \beta_2 = \frac{\pi * D_2 * \frac{n}{60}}{\left(1 - \frac{t * z}{2\pi * \frac{D_2}{2}}\right) * \pi * D_2 * b_2 * g} * \cot g \beta_2$$

$$B = \frac{\pi * D_2 * \frac{2900}{60}}{\left(1 - \frac{4 * 8}{\pi * D_2}\right) * \pi * D_2 * 0.035 D_2 * 9.81} * \cot g(25)$$

$$H_t = e_z * (A - B * Q)$$

$$90 = 0.793 \left(\frac{\left(\pi * D_2 * \frac{2900}{60}\right)^2}{9.81} - \frac{\pi * D_2 * \frac{2900}{60}}{\left(1 - \frac{0.004 * 8}{\pi * D_2}\right) * \pi * 0.035 D_2^2 * 9.81} * \cot g(25) * \frac{140}{3600} \right)$$

$$D_2 = 0.26114 \text{ m} = 261.14 \text{ mm}$$

6.3.7 Cálculo de b_1 y β_1 .

El ángulo β_1 (véase Sec. 5.6.1) es muy importante debido a que es el ángulo con el que va a recibir el primer impulso el fluido al entrar al rodete. De esta forma debemos conseguir el caudal objetivo haciendo que el fluido entre de forma tangencial al álabe para minimizar choques. Esta entrada tangencial manteniendo el caudal deseado se obtiene modificando el área de entrada (depende de D_1 y b_1) y el ángulo β_1 .

Un ángulo lógico de β_1 para inicializar este parámetro es 20° , el cual habrá que modificar más adelante para conseguir esa entrada tangencial. Sin embargo, debido a restricciones geométricas en el diseño (Sec. 7.1.3) tenemos que optar por un ángulo de

21° o mayor. Como la variación es solo de 1 grado no tendremos inconvenientes ni debemos cambiar el planteamiento.

$$\beta_1 = 21^\circ$$

La anchura del rodete, b_1 , influye en el área, con lo cual participara en la consecución de ese compromiso entre una velocidad tangencial, con el caudal óptimo, y un área que no suponga grandes pérdidas por resistencia de forma (Sec. 5.4.1). Si obtenemos una anchura muy grande en la entrada y una anchura muy pequeña a la salida, nos supondrá una resistencia de forma elevada, de forma que habrá que aumentar el diámetro y disminuir la anchura. En el caso de que no se pueda conseguir ese equilibrio, debemos actuar modificando el ángulo β_1 .

Como hemos inicializado los valores de D_1 y β_1 , la anchura b_1 queda como la única incógnita.

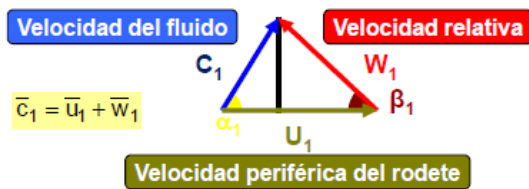


Fig 59. Triángulo de velocidades a la entrada. [5]

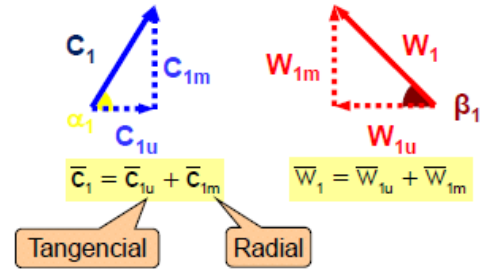


Fig 58. Descomposición de las velocidades de entrada absolutas y relativas. [5]

C_{1m} es la que aporta el caudal, y como $\alpha_1 = 90^\circ$, $C_{1m} = C_1$. Además, conociendo el valor de u_1 , podemos conocer el triángulo de entrada.

$$U_1 = \frac{2 * \pi * r_1 * n}{60} = \frac{2 * \pi * \frac{0.26114}{2.35 * 2} * 2900}{60} =$$

$$u_1 = w_1 * \cos(\beta_1) \rightarrow w_1 = \frac{u_1}{\cos(\beta_1)}$$

$$c_{1m} = w_1 * \sin(\beta_1) = \frac{u_1}{\cos(\beta_1)} * \sin(\beta_1) = u_1 * \tan(\beta_1)$$

$$Q = A * c_{1m} = 2\pi * r_1 * b_1 * c_{1m} = \pi * D_1 * b_1 * u_1 * \tan(\beta_1)$$

$$Q = \pi * D_1 * b_1 * \frac{\pi * D_1 * n}{60} * tg(\beta_1)$$

En esta primera inicialización, b_1 queda:

$$\frac{140}{3600} = \pi * \frac{0.26114}{2.35} * b_1 * \frac{\pi * \frac{0.26114}{2.35} * 2900}{60} * tg(21)$$

$$b_1 = 17.19mm$$

6.3.8 Dimensiones iniciales

D1 (mm)	111.06
D2 (mm)	261
b1 (mm)	17.19
b2 (mm)	9.135
β_1 (°)	21
β_2 (°)	25
α_1 (°)	90
k2	0.961
z	8
t (mm)	4

Tabla 2. Inicialización de dimensiones de diseño.

6.4 Curva característica

Con estos parámetros podemos obtener una curva característica ideal, sin tener en cuenta las pérdidas ya que estas se hallarán experimentalmente con los resultados de la primera simulación. La curva (recta) característica obtenida es la siguiente:

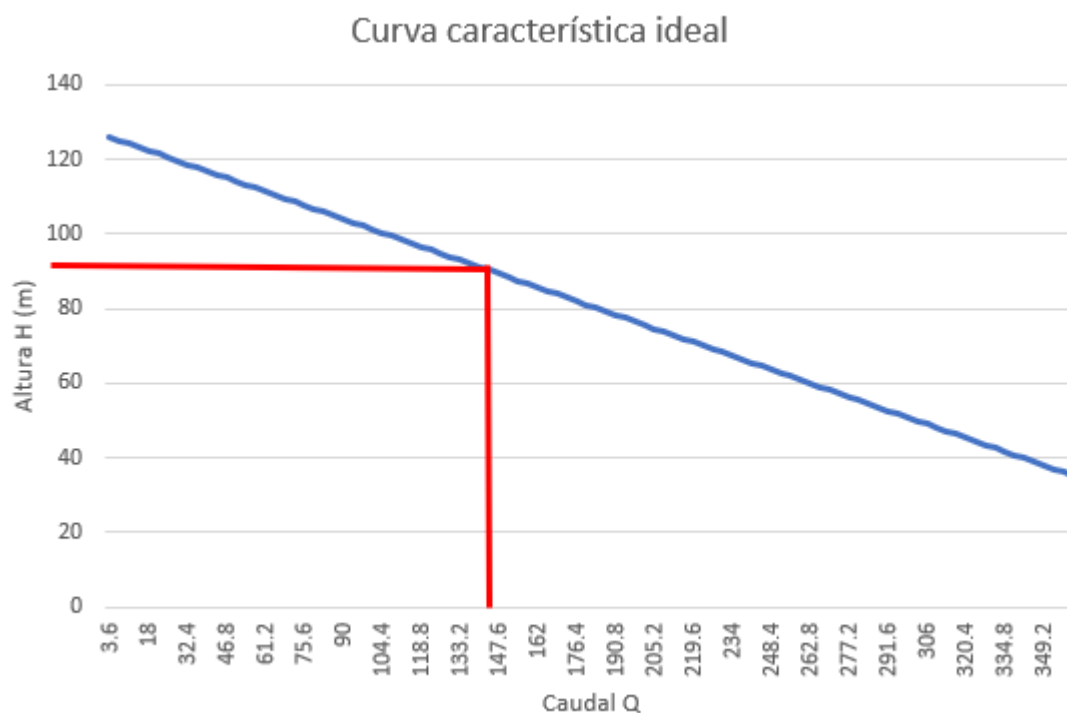


Fig 60. Curva característica ideal tras con las dimensiones iniciales.

Viendo la curva característica ideal obtenida, podemos deducir que lo que nos interesa es una curva un poco más plana. Esto hará que la bomba sea menos sensible a las variaciones de caudal, de forma que se reduzcan oscilaciones, vibraciones...

Debemos tener en cuenta que, después al restar las pérdidas a la recta, éstas que dependen del cuadrado del caudal, harán caer la curva en los caudales más elevados y aplanarán la curva en los caudales más pequeños (véase Sec. 5.5.2).

6.5 Ajuste de los parámetros iniciales del rodete

Una vez obtenida la primera recta característica con los valores iniciales, debemos comenzar la labor de mayor valor añadido del diseñador, que es entender los resultados, que consecuencias tienen y modificar los parámetros necesarios con un criterio correcto en busca de mejorar el diseño.

Para ello debemos romper con las primeras condiciones iniciales que se habían impuesto para realizar un anteproyecto de una bomba radial centrífuga (Sec. 6.2). Siempre debemos mantenernos aproximados a esas relaciones, ya que son las que cumplen con las características generales de la bomba que queremos diseñar, pero debemos alejarnos un poco de ellas para obtener las características particulares deseadas.

6.5.1 Parametrización en Excel

Se ha elaborado un libro de Excel, con el que poder modificar todos los parámetros más fácilmente y ver cómo afectan estos a las características del rodete y a su comportamiento de una forma más rápida.

Al modificar los parámetros de diseño, con la hoja de cálculo conseguimos que se cambien al instante todos los valores a los que afecta el cambio. De esta forma, podemos saber cuáles son los áreas y velocidades de entrada y salida en todo momento, podemos saber cuál es el coeficiente de Pfleiderer, las potencias consumidas en cada momento y podemos conocer la curva característica, tanto los coeficientes A y B como su gráfico.

El libro está formado por tres hojas de cálculo.

- Hoja “**Datos**”: En esta hoja se introduce el punto de funcionamiento y los parámetros de diseño. Para introducirlos con rigor se muestra en todo momento el área actual de entrada y salida, así como la velocidad radial (la que aporta caudal), de esta forma podemos diseñar la entrada y salida del rodete sin realizar variaciones significativas de área, que nos llevará a cambios de presión y de velocidad radial, que no interesan para no aumentar la resistencia de forma. También tenemos en cuenta las condiciones de diseño iniciales del anteproyecto, que, aunque no sean estrictas, el saber que no se dista mucho de ellas aporta un plus en seguridad y confianza al diseñador.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
1															
2															
3		Características	N(rpm)	2900											
4		Características	Q(m ³ /s)	0.038889	140	(m ³ /h)									
5		Características	Hu	90											
6		Características	η_{mec}	0.96											
7	Diseño	Rodete	D1 (mm)	111.0638			A1 (cm ²)	63.25870862							
8	Diseño	Rodete	D2 (mm)	261			A2 (cm ²)	74.9029516							
9	Diseño	Rodete	b1 (mm)	18.13			c1m(m/s)	6.14759309							
10	Diseño	Rodete	b2 (mm)	9.135			c2m(m/s)	5.19190221							
11	Diseño	Rodete	β_1 (°)	20											
12	Diseño	Rodete	β_2 (°)	25			Condiciones iniciales								
13	Diseño	Rodete	α_1 (°)	90			D2/D1	2.35							
14	Diseño	Rodete	k2	0.999961			b2/D2	0.035							
15	Diseño	Rodete	z	8											
16	Diseño	Rodete	t	0.004											
17															
18															
19															
20															
21															

Fig 61. Hoja de Excel "Datos" desde donde se modifican los parámetros de diseño.

- Hoja "**Altura H**": En esta hoja obtenemos los resultados correspondientes a las dimensiones introducidas en la hoja "Datos". Obtenemos los coeficientes A y B de la curva característica ideal y las alturas para el caudal deseado, tanto antes de utilizar el factor de disminución de trabajo como después. Estos resultados se representan en un gráfico, quedando dibujada así la curva característica ideal.
- Hoja "**Potencias**": En esta hoja obtenemos las potencias que se desarrollan teóricamente por la turbomáquina, así como sus rendimientos. La potencia útil se obtiene directamente de la curva característica y las potencias en el eje y en el rodete se obtienen suponiendo una eficiencia de la bomba del 75% y un rendimiento mecánico del 96%. Estos rendimientos son una primera aproximación teórica, de forma que pueden distar de la realidad.

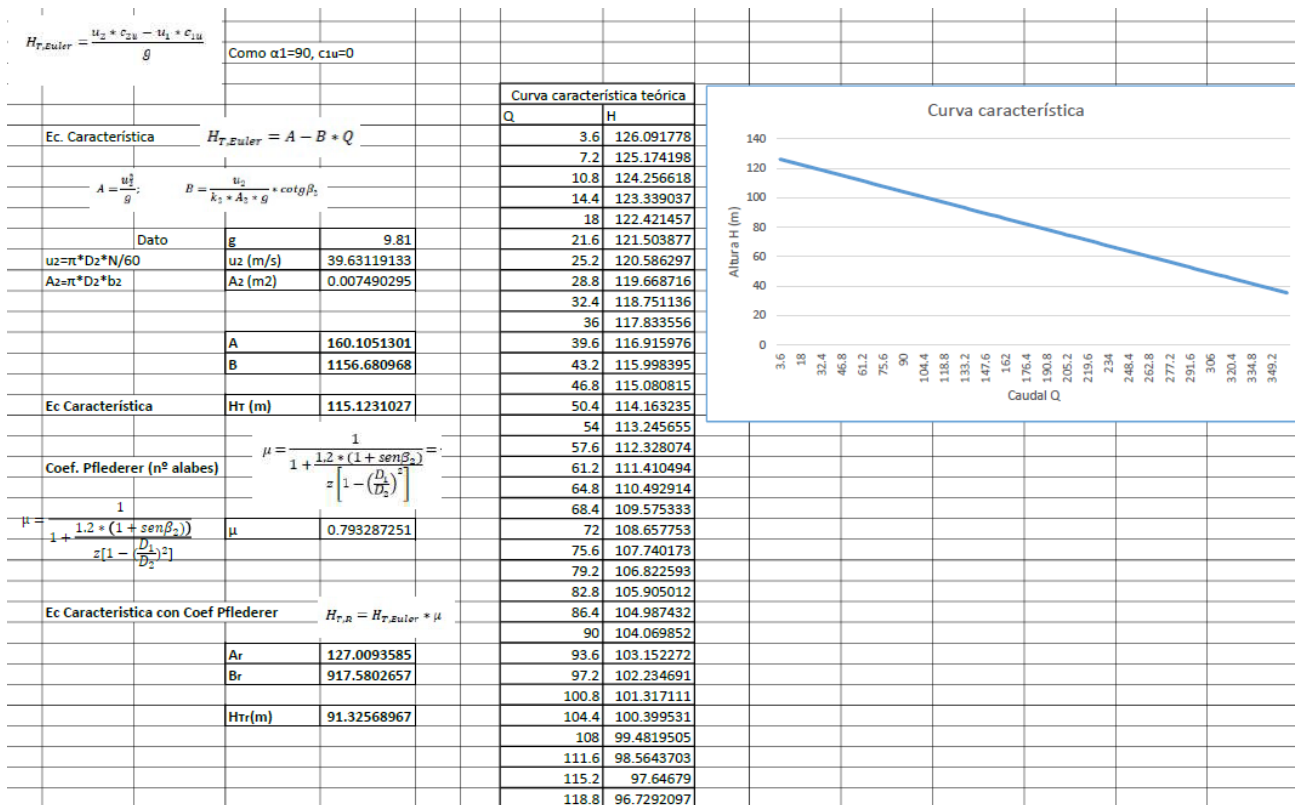


Fig 62. Hoja 2 "Altura H" donde se muestran las alturas obtenidas y la curva característica ideal.

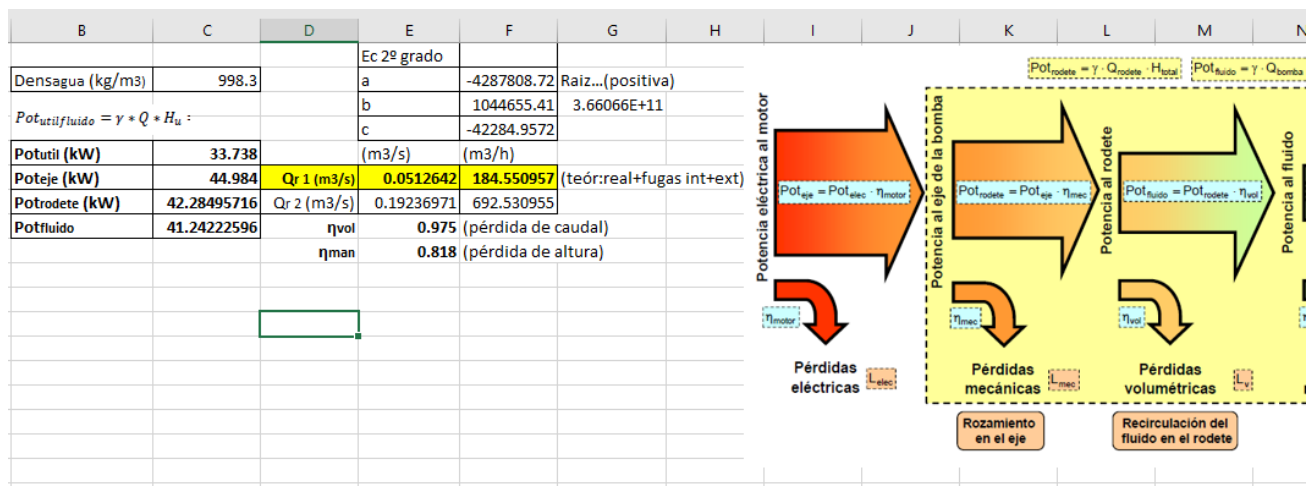


Fig 63. Hoja 3 "Potencias" donde se muestran las potencias en el eje, en el rodete, en el fluido y la útil. También se obtiene una primera aproximación de los rendimientos manométricos y volumétricos partiendo de una supuesta eficiencia del 75% (teóricamente a

6.5.2 Dimensiones definitivas para el primer modelado

Para intentar obtener mejores resultados después de la primera iteración, vamos a modificar levemente los parámetros de diseño. Hemos visto que la curva característica tiene demasiada inclinación, por lo que vamos a intentar aplanarla cumpliendo el punto de funcionamiento.

$$H_t = e_z * (A - B * Q)$$

$$A = \frac{u_2^2}{g} \quad B = \frac{u_2}{k_2 * A_2 * g} * \cot g \beta_2$$

Para tener un criterio al modificar los valores, se tienen presente las relaciones iniciales para un anteproyecto, el área de entrada y salida del flujo y su velocidad radial.

A1 (cm ²)	59.9788698
A2 (cm ²)	74.9029516
c1m(m/s)	6.483763387
c2m(m/s)	5.19190221

Relaciones iniciales	
D2/D1	2.35
b2/D2	0.035

Tabla 3. Relaciones iniciales, áreas y velocidades radiales de entrada y salida.

Para conseguir aplanar la curva debemos bajar el corte de la recta con el eje de ordenadas ($e_z * A$) y disminuir el valor absoluto de la pendiente ($e_z * B$). El valor de e_z también cambia, pero no de forma significativa como para tenerlo en cuenta en la siguiente demostración, por lo que se mostrarán solo las variaciones de A y B. Vemos como también ignoramos el valor de k_2 ya que es un factor que no bajará de 0.98.

$$A = \frac{u_2^2}{g} = \frac{\left(\pi * D_2 * \frac{n}{60}\right)^2}{9.81}$$

$$B = \frac{u_2}{k_2 * A_2 * g} * \cot g \beta_2 = \frac{\pi * D_2 * \frac{n}{60}}{\left(1 - \frac{t * z}{2\pi * \frac{D_2}{2}}\right) * \pi * D_2 * b_2 * g} * \cot g \beta_2$$

- Disminuir número de revoluciones (n).

Para disminuir ambos coeficientes podríamos actuar bajando el número de revoluciones. Sin embargo, este está fijo en 2900 rpm marcados por el único par de polos del motor asíncrono y su deslizamiento característico.

- Disminuir diámetro de salida (D_2).

Al disminuir D_2 baja el valor de A y el de B permanece constante. Tras varias pruebas se opta por el siguiente cambio.

$$D_2=261\text{mm} \rightarrow D_2'=250\text{ mm}$$

- Aumentar el ancho de salida (b_2).

Para disminuir el coeficiente B, debemos modificar la anchura de salida, ya que hasta después de la primera simulación no se modificarán los ángulos β_1 y β_2 que dependen de factores más inciertos y menos controlables. Aumentando su valor, disminuiríamos B y además aumentaremos el área de la sección que se había visto reducida al disminuir el diámetro exterior.

$$b_2=9.13\text{mm} \rightarrow b_2'=15\text{ mm}$$

Tras estos cambios las relaciones, áreas y velocidades quedan como se puede ver en la siguiente tabla:

A1 (cm ²)	59.9788698
A2 (cm ²)	117.8097245
c1m(m/s)	6.483763387
c2m(m/s)	3.300990658

Tabla 4. Áreas y velocidades radiales de entrada y salida tras los cambios en la salida.

Vemos como el área de salida ha aumentado en un 58% y por tanto la velocidad de salida ha disminuido en la misma proporción. El hecho de que disminuya la velocidad puede suponer la ventaja de que haya **menos pérdidas por fricción** y el hecho de aumentar el área puede **aumentar las pérdidas por recirculación**, por lo que es algo que debemos tener en cuenta como diseñadores y conseguir ese equilibrio.

Lo que no podemos permitir es la variación de área y velocidad radial tan grande entre la entrada y la salida, asique a continuación procederemos a modificarlas de la misma forma.

- Disminuir el diámetro de entrada (D_1).

Esta modificación no afecta a la altura teórica ya que asumimos que $\alpha_1=90^\circ$. Sin embargo, es probable que haya que modificarla de nuevo cuando comprobemos el ángulo β_1 más adecuado para el diseño. Se opta por un redondeo para facilitar el diseño sin aumentar el diámetro para no alterar la relación D_2/D_1 .

$$D_1=111.06 \text{ mm} \rightarrow D_1'=110 \text{ mm}$$

- Aumentar el ancho de entrada (b_1).

Aumentando el ancho de entrada conseguimos aumentar el área para que se aproxime más al área de salida y disminuir las pérdidas por cambios de presiones en la dirección radial por el efecto Venturi.

$$b_1=17.19 \text{ mm} \rightarrow b_1'=30 \text{ mm}$$

Tras estos cambios las relaciones, áreas y velocidades quedan de la siguiente forma:

A1 (cm ²)	103.6725576
A2 (cm ²)	117.8097245
c1m(m/s)	3.751125747
c2m(m/s)	3.300990658

Relaciones iniciales	
D2/D1	2.272727273
b2/D2	0.0600

Tabla 5. Relaciones iniciales, áreas y velocidades radiales después del ajuste de dimensiones.

Respecto a las condiciones iniciales, vemos que se ha aumentado el área y disminuido la velocidad radial. Sin embargo, estas siguen teniendo una relación de entrada y salida muy similar a las iniciales. La relación D_2/D_1 ha primado sobre la relación b_2/D_2 ya que es una característica más importante de las bombas centrífugas radiales y no se podía permitir una relación D_2/D_1 que se acercara a 2 o bajara de 2 ya que son relaciones propias de turbomáquinas mixtas donde comienza a tener importancia la componente axial en el interior del rodete (véase Sec. 5.8.4).

Las dimensiones definitivas con las que realizar el primer modelado y simulación son las siguientes:

D1 (mm)	110
D2 (mm)	250
b1 (mm)	30
b2 (mm)	15
β_1 (°)	21
β_2 (°)	25
α_1 (°)	90
k2	0.96
z	8
t (mm)	4

Tabla 6. Dimensiones iniciales después del ajuste

Tras este redimensionamiento obtenemos la siguiente curva característica modificada.

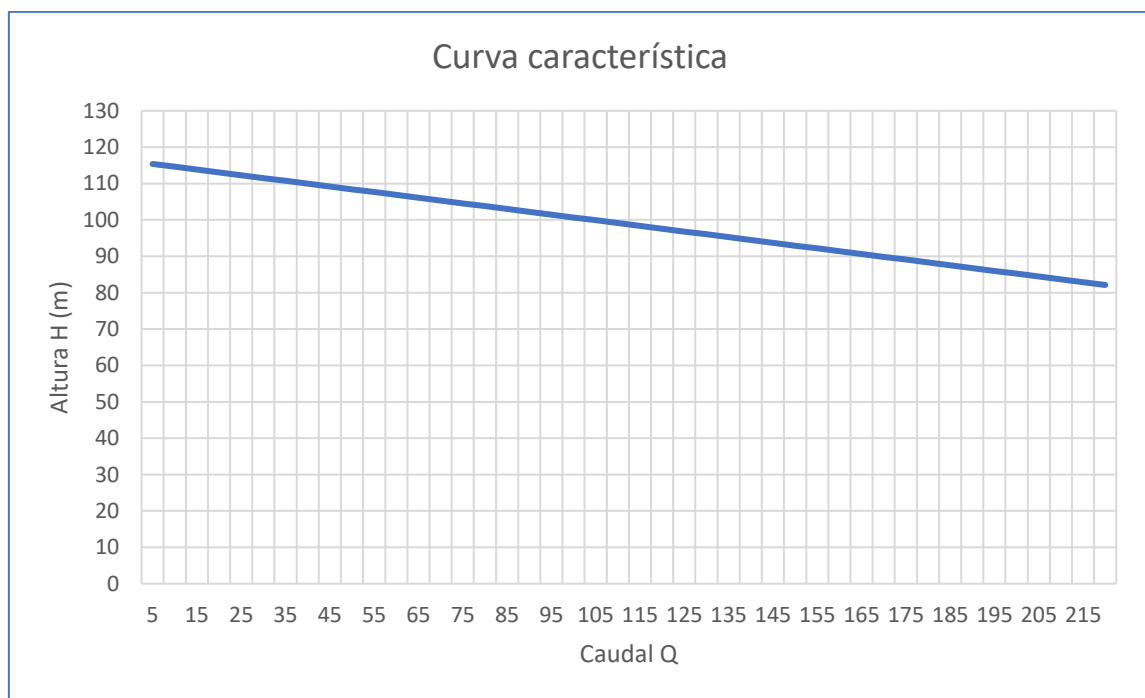


Fig 64. Curva característica ideal tras el redimensionamiento.

7. Modelado con Autodesk Inventor

El modelado de la bomba se va a realizar con el programa informático Autodesk Inventor. Es un programa CAD, es decir, un software de diseño asistido por computadora (Computer-Aided Design). Estos programas son de gran ayuda al diseñador porque ayudan en la creación del diseño, en sus posteriores modificaciones permitiendo alcanzar diseños de gran calidad, optimizados y en muchas ocasiones ofrecen extensiones para posteriores análisis tensionales.



Fig 65. Logo Autodesk Inventor. Fuente: Autodesk.

El diseño de la bomba está dividido en 2 partes: el modelado del rodete; y el modelado de la carcasa, que encierra en su interior el propio rodete y además da forma a la voluta o caracola. Sin embargo, a la hora de realizar la simulación en el programa de elementos finitos, este debe de trabajar con el modelado del flujo que recorre el interior de la bomba, no con la construcción del rodete o la carcasa, de forma que deberemos realizar un ensamblaje con el flujo interno que recorre el rodete y el flujo que recorre la voluta, en el interior de la carcasa.

Primero se hace el modelado del rodete. Después se realizará el modelado del flujo del interior del rodete mediante un vaciado del sólido del rodete. A continuación, se modela el flujo de la voluta. Y, por último, se modela la carcasa, haciendo un vaciado del rodete, del flujo del rodete y del flujo de la voluta.

7.1 Modelado del rodete

El diseño del rodete es la parte más importante del diseño de la bomba, ya que va a influir más que ninguna otra parte de la bomba en el comportamiento del fluido. Es por ello por lo que va a estar en constante cambio desde el diseño inicial hasta el definitivo en busca de mejorar los resultados de la simulación. Se compone del cuerpo del rodete, la parte más sencilla de diseñar, y de los álabes, con una geometría más compleja pero que no requiere de comandos complejos del software.

7.1.1 Vinculación con Excel

En busca de agilizar y optimizar el proceso de rediseño se ha realizado una vinculación con una hoja de Excel. Esta hoja incluye todos los parámetros que pueden ser modificados del diseño del rodete, de forma que al diseñar en Inventor se sustituyen las medidas por los parámetros correspondientes contenidos en esta hoja. Esto permite que, modificando el valor en Excel, se actualiza el archivo de Autodesk Inventor y se rediseña automáticamente aportando posibilidades de vincularlo con otras fórmulas. Mejora así en gran medida la experiencia de rediseño, reduciendo el tiempo por modificación, disminuyendo el grado de incertidumbre y aumentando, con ello, las probabilidades de encontrar el diseño óptimo.



Fig 66. Ventana de vinculación en Inventor con los parámetros de Excel.

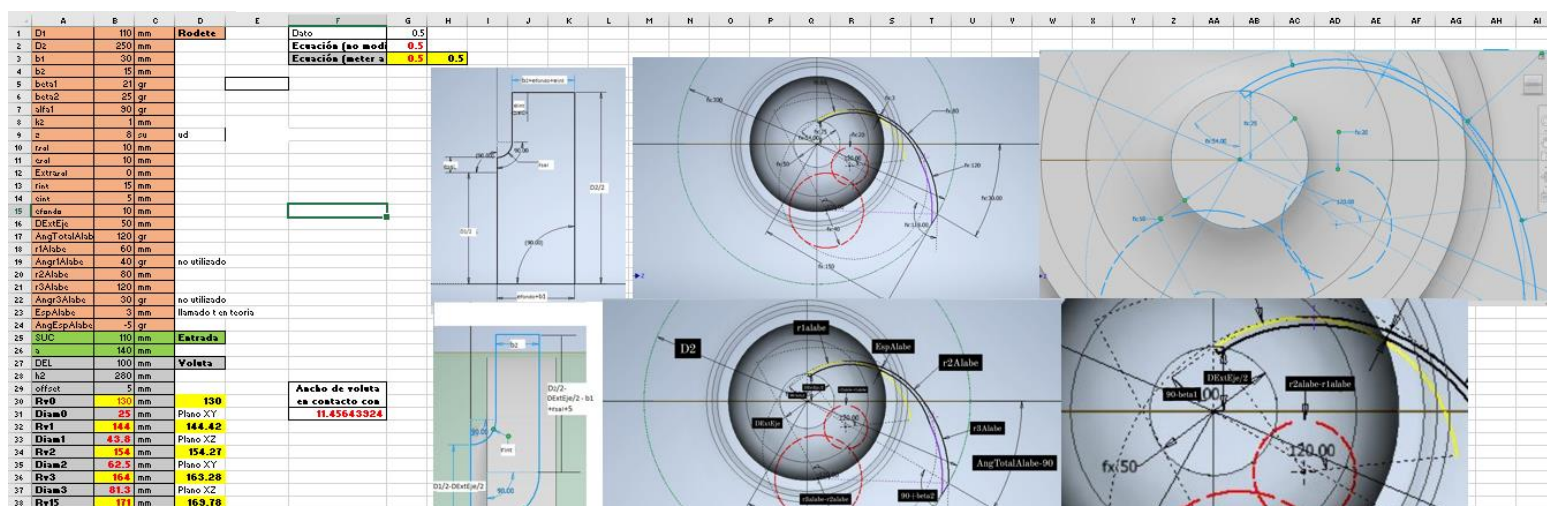


Fig 67. Hoja de Excel con todas las dimensiones y ángulos que afectan al diseño del rodete y la voluta. La hoja incluye capturas de Inventor para ayudar al diseñador a tomar decisiones.

D1	110	mm	Diámetro de entrada del rodete
D2	250	mm	Diámetro de salida del rodete
b1	30	mm	Ancho de entrada
b2	15	mm	Ancho de salida
beta1	21	gr	B ₁ . Ángulo de entrada del álabe
beta2	25	gr	B ₂ . Ángulo de entrada del álabe
alfa1	90	gr	Ángulo de entrada del fluido
k2	0.99	mm	Coefficiente de obstrucción
z	8	su	Número de álaves
r _{sal}	10	mm	Radio de salida
e _{sal}	10	mm	Espesor
r _{int}	15	mm	Radio interior de salida
e _{int}	5	mm	Espesor delantero
e _{fondo}	10	mm	Espesor del fondo
D _{ExtEje}	50	mm	Diámetro exterior del Eje
AngTotalAlabe	120	gr	Ángulo abarcado por los álaves
r1Alabe	60	mm	Radio 1 del álabe
Angr1Alabe	40	gr	Ángulo del Radio 1 del álabe
r2Alabe	80	mm	Radio 2 del álabe
r3Alabe	120	mm	Radio 3 del álabe
Angr3Alabe	30	gr	Ángulo del Radio 3 del álabe
EspAlabe	3	mm	Espesor del álabe

Tabla 7. Parámetros vinculados

Esta hoja de Excel se encuentra vinculada con la hoja “Datos” (Sec. 6.5.1) de forma que modificamos los parámetros en función a los resultados teóricos vistos en las hojas “Altura H” y “Curva Real y Pérdidas”.

7.1.2 Cuerpo del rodete

El cuerpo del rodete se realiza mediante dos solevaciones. En las siguientes figuras se puede ver como las medidas están precedidas de un prefijo “fx:”, esto se debe a que esa medida está vinculada con la hoja de cálculo. Hay que tener en cuenta que las medidas de las figuras de este capítulo corresponden al diseño con las dimensiones iniciales, siendo las dimensiones definitivas las encontradas en él los planos del proyecto.

La primera solevación se realiza con el perfil exterior del rodete, incluyendo así el interior del rodete y también las paredes de este. Queda así el rodete macizo, que más adelante

le convertiremos en uno de los sólidos con los que obtener el flujo mediante el vaciado de este sólido.

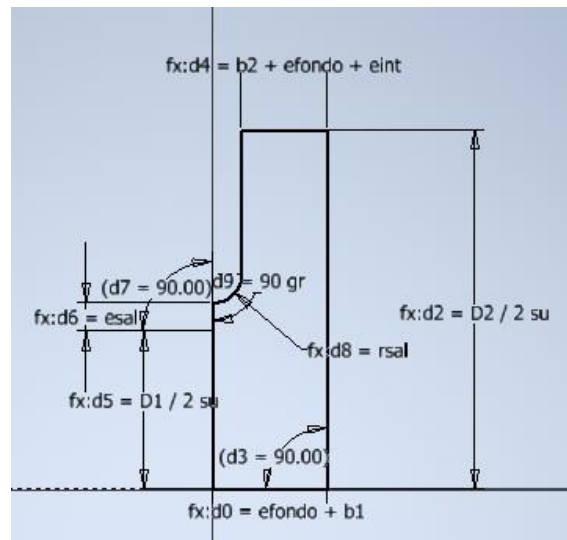


Fig 68. Boceto del perfil utilizado para la primera revolución. Medidas parametrizadas con Excel.

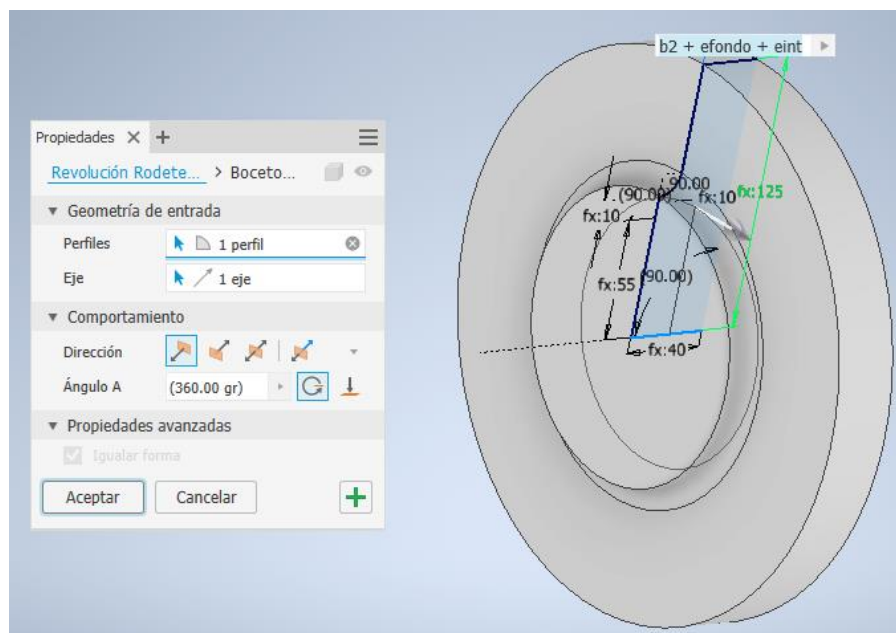


Fig 69. Rodete macizo obtenido con una operación de revolución

La segunda solevación se realiza con el perfil interior y tiene la particularidad de que es una operación de vaciado. Tras estas dos solevaciones, queda definido el cuerpo del rodete.

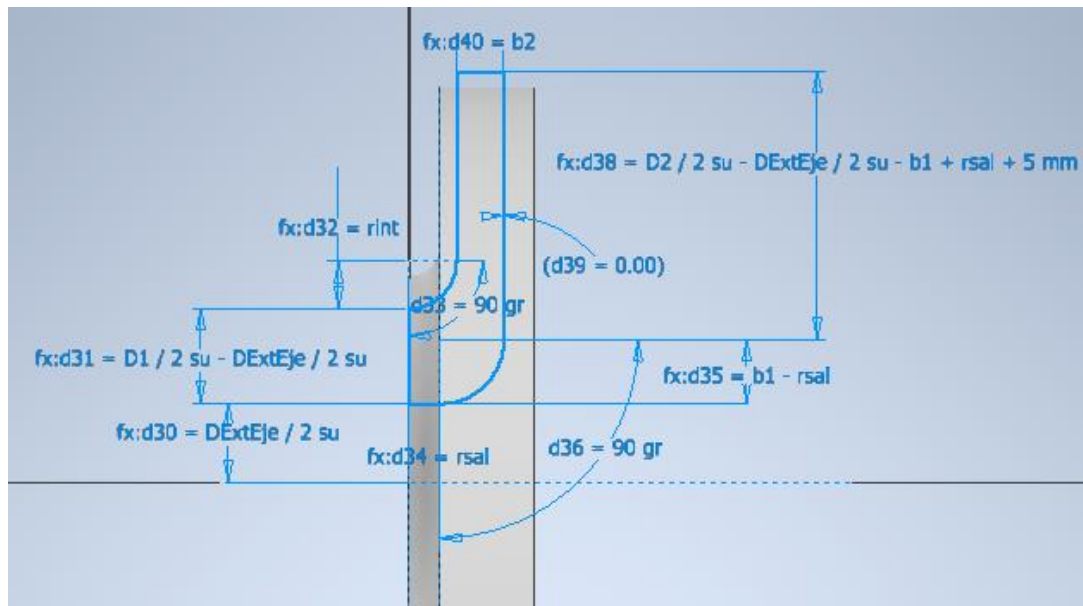


Fig 70. Boceto del perfil utilizado para el vaciado interior del cuerpo del rodete.

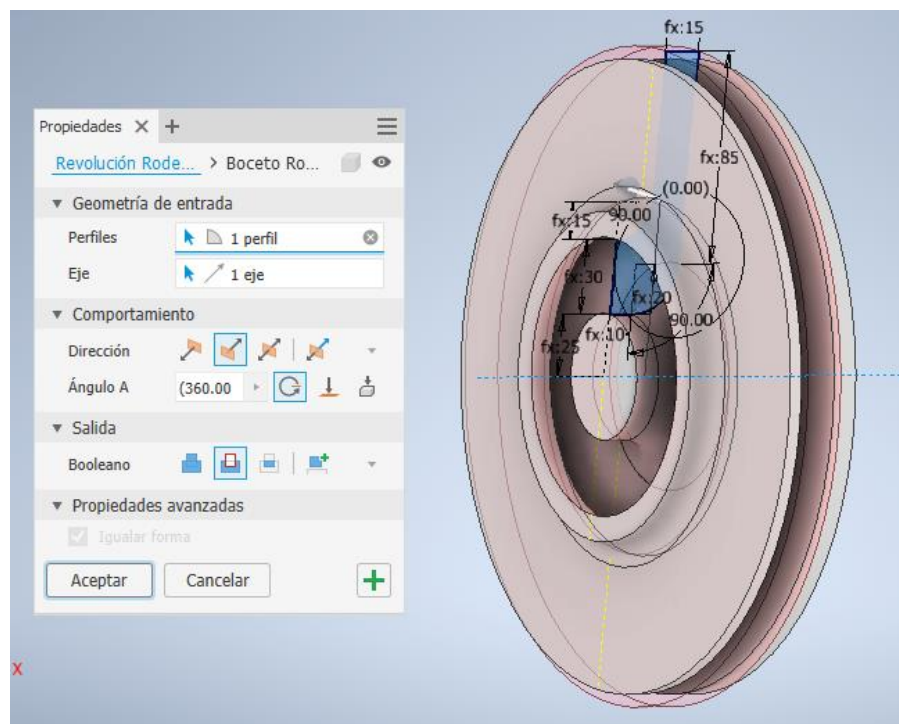


Fig 71. Vaciado interior del cuerpo del rodete realizado mediante una segunda revolución.

7.1.3 Álabes del rodete

[9] Los álabes de las bombas radiales son álabes cilíndricos de generatrices paralelas al eje de la bomba, es decir no presentan una doble curvatura en el espacio como las bombas diagonales. Teóricamente la energía comunicada al fluido solo depende de la forma del álabe a la entrada y a la salida, es decir de β_1 y β_2 , pero en la práctica la curva que une la entrada y la salida tiene que ser lo más suave posible. Para conseguirlo se realiza el trazado de los álabes mediante el procedimiento de varios arcos de circunferencia.

Se utilizan 3 arcos de circunferencia tangentes entre sí. El primer arco parte con un ángulo β_1 del diámetro interior del rodete que encierra al eje, y el tercer arco llega al final con un ángulo β_2 a la altura de la salida del rodete. El arco intermedio se dibuja mediante el procedimiento de arco tangente a dos circunferencias y de esta forma se puede conseguir una continuidad total de principio a fin del álabe.

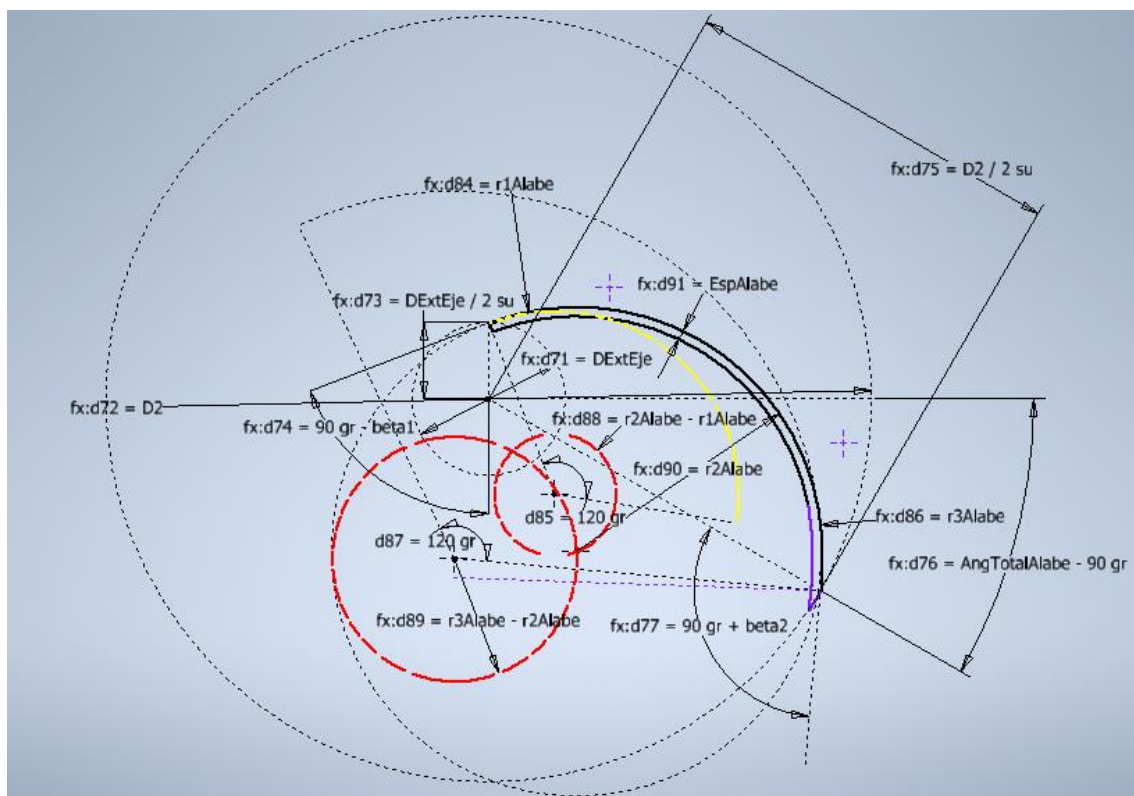


Fig 72. Boceto del trazado de un álabe.

Estos son los parámetros con los que se ha inicializado el diseño de los álabes. No sirve cualquier valor de radio de arco para conseguir la continuidad, ya se han de producir corte de arcos del procedimiento de arco tangente a circunferencias.

D2	250	mm	Diámetro de salida del rodete
β_1	21	gr	B1. Ángulo de entrada del álabe
β_2	25	gr	B2. Ángulo de entrada del álabe
DExtEje	50	mm	Diámetro exterior del Eje
AngTotalAlabe	120	gr	Ángulo abarcado por los álaves
r1Alabe	60	mm	Radio 1 del álabe
r2Alabe	80	mm	Radio 2 del álabe
r3Alabe	120	mm	Radio 3 del álabe
EspAlabe	3	mm	Espesor del álabe

Tabla 8. Parámetros utilizados en la geometría del álabe.

Para un ángulo abarcado por los álaves determinado (120°) no funcionan todos los β_1 y β_2 . Este ángulo si la bomba es de acción o es de reacción se medirá en un sentido u en otro y en el caso de que una bomba sea recta será de 0° .

También existen otras limitaciones en el diseño de los álaves. Por ejemplo, si el diámetro de partida del álabe (D_{extEje} , no diámetro de entrada D_1) es muy pequeño en comparación con el diámetro de salida (D_2), no se pueden utilizar ángulos β_1 muy bajos, ya que tiene que encontrar el trazado una trayectoria de salida de forma continua. Este es el motivo por el que se ha seleccionado un $\beta_1=21^\circ$ en la inicialización de parámetros.

Una vez se ha dibujado el boceto, se procede a realizar una extrusión del álabe entre ambas paredes del cuerpo del rodete.

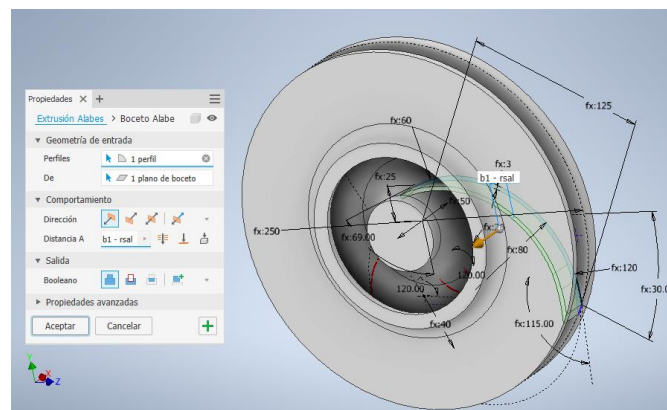


Fig 73. Extrusión de uno de los álaves.

Para terminar con el diseño de los álabes se realiza un patrón circular con el álabe extruido, de esta forma se generan tantos álabes como hayamos diseñado. Inicialmente el número de álabes es de 8 (z).

Con el diseño en este punto se genera otro sólido, con el objetivo de hacer el vaciado al rodete macizo y así obtener el modelado del fluido. Esto hay que hacerlo antes de generar el vacío para el eje y chavetero ya que es un vacío por el que no circulará fluido.

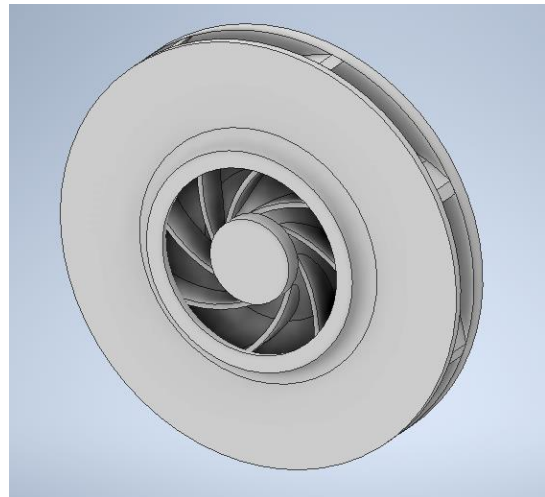


Fig 74. Cuerpo del rodete ya con los álabes generados.

7.1.4 Finalización del rodete

Para finalizar con el modelado del rodete, hay que añadirle con una extrusión mediante corte, el agujero central para que pueda pasar el eje que se va a encargar de girar y transmitir el par del motor al rodete. Este eje cuenta con una chaveta, que también se debe extruir. Por último, se le añade un saliente en la parte posterior, sobre el que apoyará la brida intermedia y la tapa posterior para ayudar al equilibrio del rodete y al cierre hermético de su cavidad interior dentro de la carcasa.

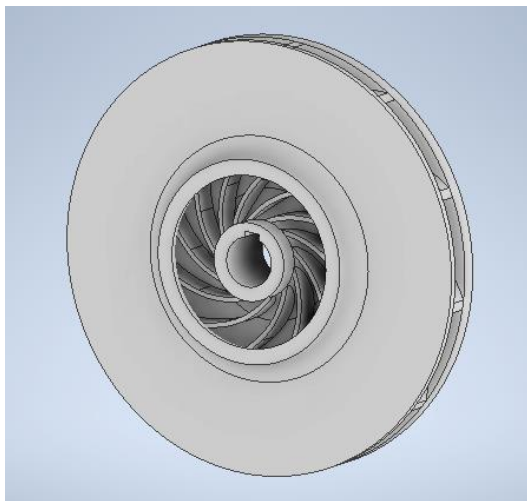


Fig 76. Vista anterior del rodete finalizado.

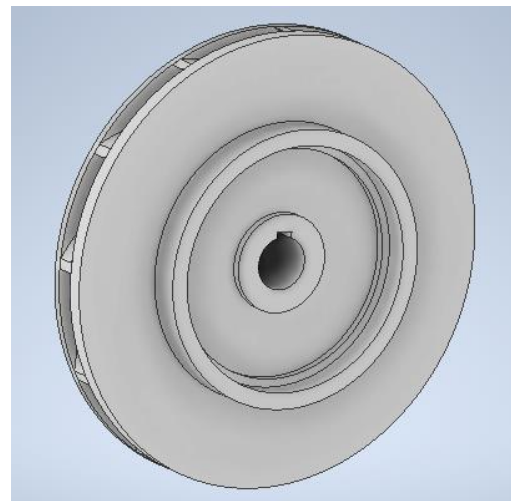


Fig 75. Vista posterior del rodete finalizado.

7.1.5 Modelado del flujo del rodete

Para realizar el modelado del flujo del rodete debemos generar dos sólidos: el primero el correspondiente al primer paso del modelado del rodete, el rodete macizo; y el segundo el correspondiente al cuerpo del rodete con los álabes antes de realizar la finalización del rodete con el eje, el chavetero y el saliente posterior. Con estos dos sólidos se realiza una operación de combinación de sólidos mediante corte, y así obtendremos el fluido que circula por el interior del rodete.

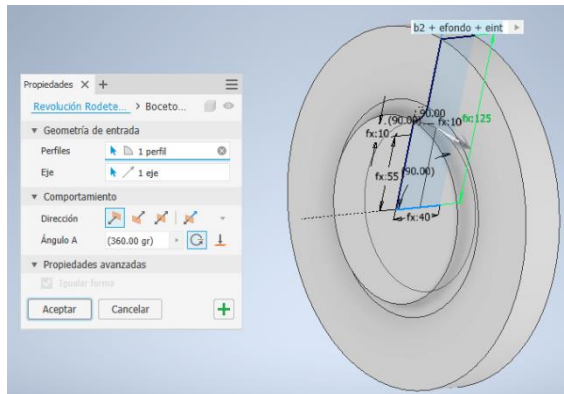


Fig 78. Sólido 1: Rodete macizo

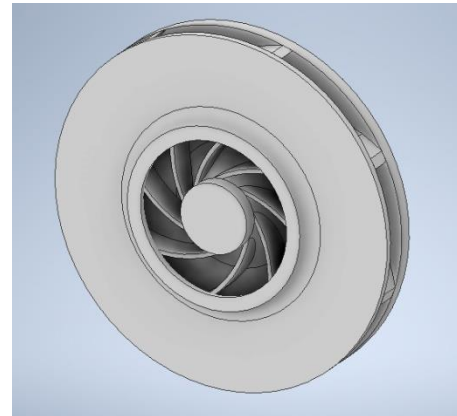


Fig 77. Sólido 2: Rodete sin eje, sin chavetero y sin saliente posterior.

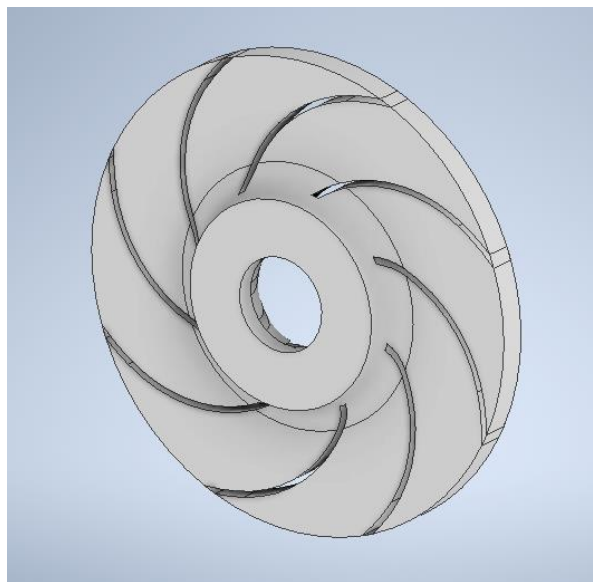


Fig 79. Modelado del flujo que circula por el interior del rodete.

7.2 Modelado de la carcasa

La carcasa es un sólido que contiene la caracola o voluta de salida de la bomba y la estructura que encierra al rodete con sus soportes de fijación. Su modelado se tiene que realizar de forma inversa a la del rodete. Si en el rodete diseñábamos el sólido y mediante un vaciado obteníamos la forma del fluido, en la carcasa se debe diseñar el camino del fluido en la voluta y mediante un vaciado en un cuerpo macizo, obtenemos la forma final de la carcasa.

7.2.1 Modelado del flujo de la voluta.

El modelado del flujo de la voluta sigue la misma forma que la espiral de la caracola de la carcasa, pero con un diámetro reducido debido al espesor de esta. La corona es una corona difusora de forma que comienza la espiral con un diámetro reducido y se va ampliando hasta obtener el diámetro de salida.

Para modelar el flujo se deben utilizar bocetos 3D para realizar la curva helicoidal que guía la espiral y luego realizar varios bocetos del diámetro deseado a cada altura de la espiral. Se realiza primero este paso con 15/16 de la guía con un aumento de diámetro progresivo desde el inicio de la espiral, hasta 15/16 de la espiral pasando por 1/4, 1/2 y 3/4 de la espiral.

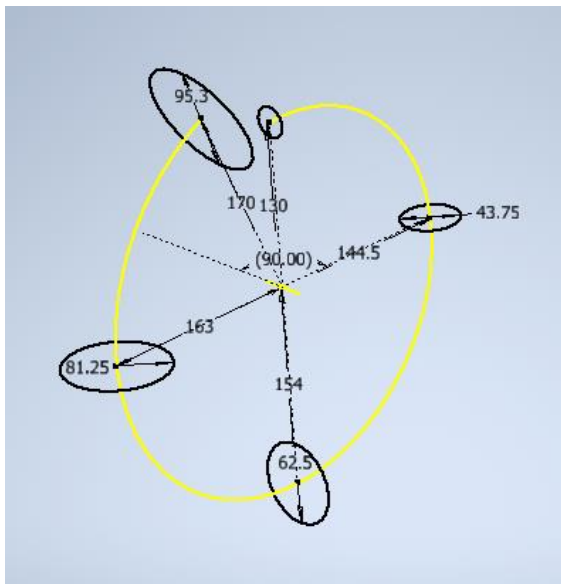


Fig 81. Boceto 3D con espiral y diámetros de la voluta.

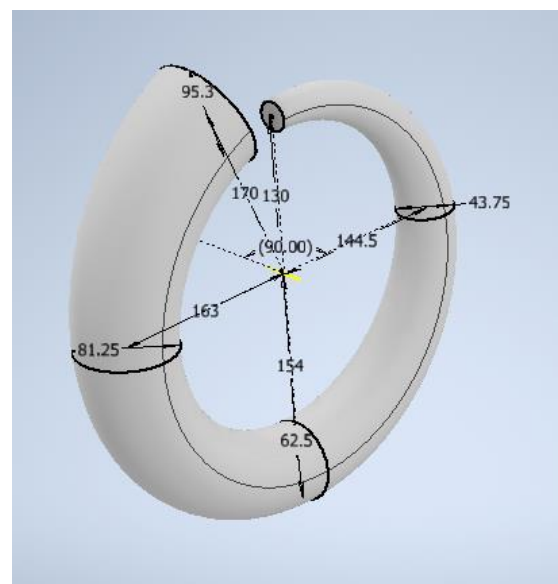


Fig 80. Solevación de 7/8 de la espiral.

En este paso nos ayudamos de Excel para calcular el radio de la guía-espiral en cada sector y para calcular los diámetros de la voluta a cada altura. Los radios de la espiral van a depender del diámetro del rodete, de forma que puede variar según el diseño final del mismo. Sin embargo, a pesar de calcular las dimensiones de la espiral en la hoja de cálculo, estas no se encuentran vinculadas con el archivo .ipt de Autodesk Inventor debido a que algunos comandos complejos como la curva helicoidal en boceto 3D no permite la parametrización de sus valores.

El diámetro inicial de la espiral (Diam0) es igual al ancho de salida más dos veces el espesor delantero del rodete ($e_{int}=5\text{mm}$), de esta forma todo el fluido salido del rodete puede pasar a la voluta sin interceptar con el espesor de la voluta, perteneciente a la carcasa.

Como vemos en la Figura 82 el radio efectivo de la espiral es el radio del diámetro al que se le añade un offset para evitar pérdidas de recirculación en la interferencia de la voluta y el rodete. El ancho efectivo de la voluta es $b_{2/2voluta} * 2$. Con el offset se consigue que el ancho efectivo de la voluta no sea mayor que el del cuerpo del rodete. Hay que tener cuidado de que este ancho efectivo no sea menor que el ancho de salida del rodete (b_2) porque se producirían choques en la salida del fluido.

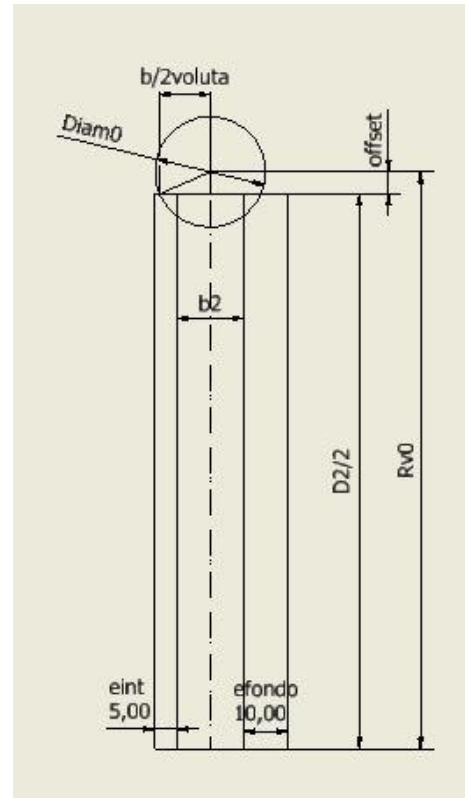


Fig 82. Boceto del diámetro inicial de la espiral de la voluta.

$$Diam0 = b_2 + 2 * e_{int}$$

$$Rv0 = \frac{D_2}{2} + offset$$

$$b_{2/2voluta} = \sqrt{\left(\frac{Diam0}{2}\right)^2 - offset^2}$$

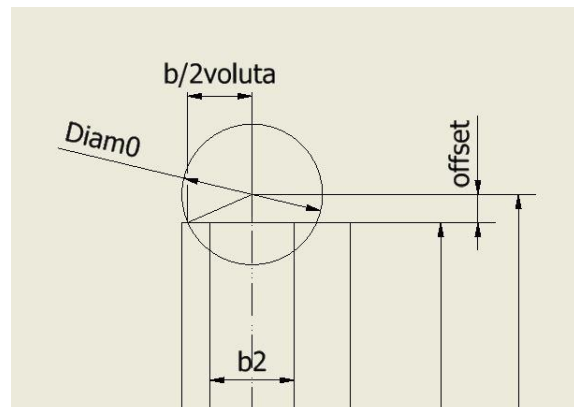


Fig 83. Diámetro inicial de la espiral de la voluta ampliado.

En el resto de las secciones, se va a mantener constante el valor de $b_{2voluta}$, de forma que a medida que aumente el diámetro de la espiral, aumente el offset particular de esa sección.

La condición fundamental que siempre se debe cumplir es:

$$b_2 + 2 * e_{int} > b_{\frac{1}{2}voluta} * 2 > b_2$$

En el caso de que no se cumpla esta condición, se deberá aumentar el offset para conseguir un ancho efectivo de voluta menor, o viceversa.

Los diámetros irán aumentando progresivamente a medida que avance la espiral. Conociendo el diámetro de salida ($DEL=100\text{mm}$) establecido en las condiciones iniciales, y el diámetro inicial de la espiral ($Diam0$) podemos deducir el diámetro en el resto de secciones de la espiral.

$$Diam1 = Diam0 + (DEL - Diam0) * \frac{1}{4}$$

$$Diam2 = Diam0 + (DEL - Diam0) * \frac{1}{2}$$

$$Diam3 = Diam0 + (DEL - Diam0) * \frac{3}{4}$$

$$Diam15 = Diam0 + (DEL - Diam0) * \frac{15}{16}$$

En el resto de secciones, al modificarse el offset, y mantenerse constante el ancho efectivo de voluta, el offset pasa a llamarse y_n . Vemos como a medida que aumenta el diámetro es más difícil mantener estanca la voluta y escaparse fluido entre la voluta y el cuerpo del rodete. Esto hace que vayan aumentando las pérdidas internas por recirculación a medida que se avanza en la voluta.

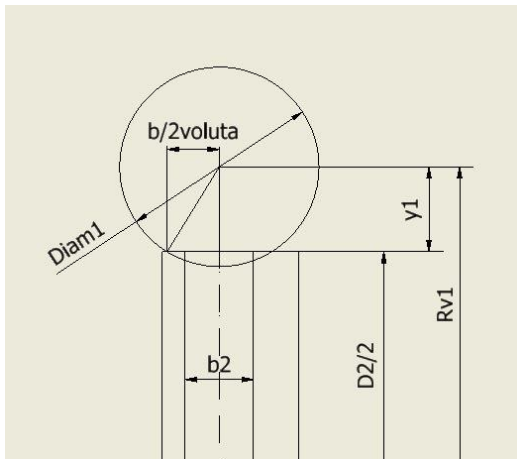


Fig 84. Diámetro de la sección 1/4 de la espiral de la voluta.

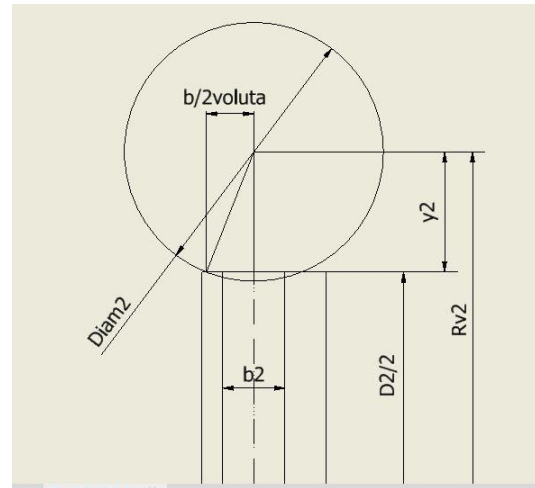


Fig 85. Diámetro de la sección 1/2 de la espiral de la voluta.

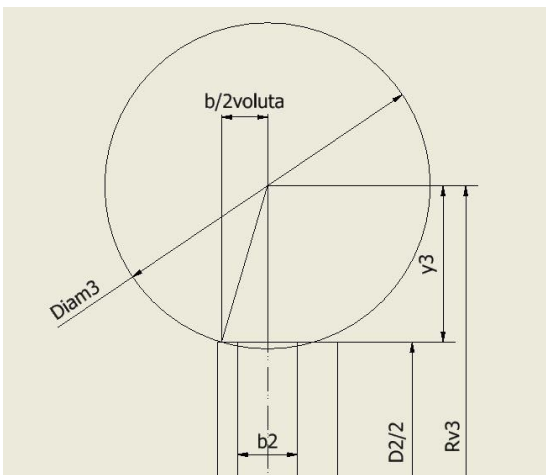


Fig 87. Diámetro de la sección 3/4 de la espiral de la voluta.

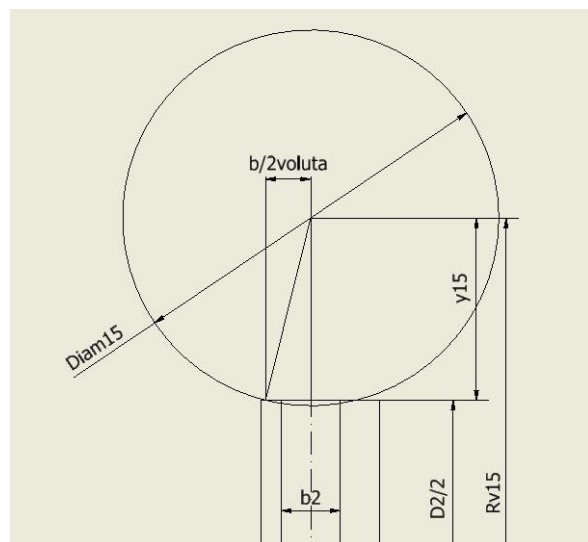


Fig 86. Diámetro de la sección 15/16 de la espiral de la voluta.

Una vez realizada la geometría de los primeros 15/16 de la espiral, se realiza el cambio de curvatura para guiar al fluido hacia la salida. El radio de salida deberá de ser aquel que mantenga la continuidad, de forma que tiene que ser tangente a la espiral en 15/16 y a la salida. El diámetro de salida ya hemos visto que es de 100mm.

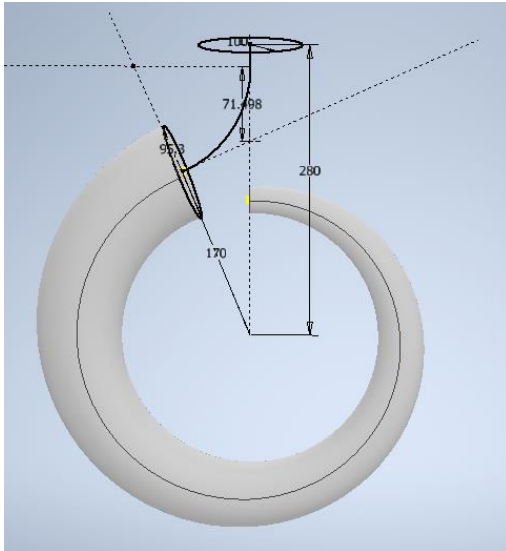


Fig 88. Boceto del radio de salida de la espiral.

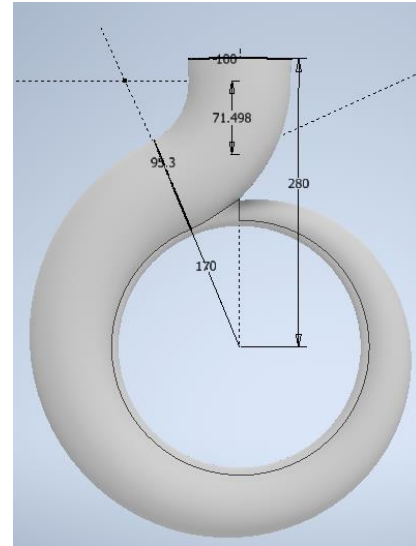


Fig 89. Solevación completa de la espiral de la voluta.

Por último, se hace una extrusión de corte a un diámetro igual al del rodete para eliminar así la zona de la espiral que se interpone con el rodete. La sección de corte de la voluta tiene un ancho que es el ancho efectivo de la voluta ($b_{2voluta} \cdot 2$). Resulta así la forma final del modelado del fluido en el interior de la voluta.



Fig 90. Modelado final de la voluta.

7.2.2 Modelado de la carcasa

Para proceder a modelar la carcasa que aporta una ubicación al rodete y se encarga de dar soporte y dirigir el flujo del fluido hay que hacer un vaciado de dos sólidos diferentes mediante el comando combinar sólidos con la opción de corte.

El primer sólido lo forma el lugar ocupado por el fluido de la voluta, modelado en el anterior capítulo, y el lugar en el espacio del rodete. Con este sólido se podrá realizar el vaciado al sólido macizo de la carcasa.

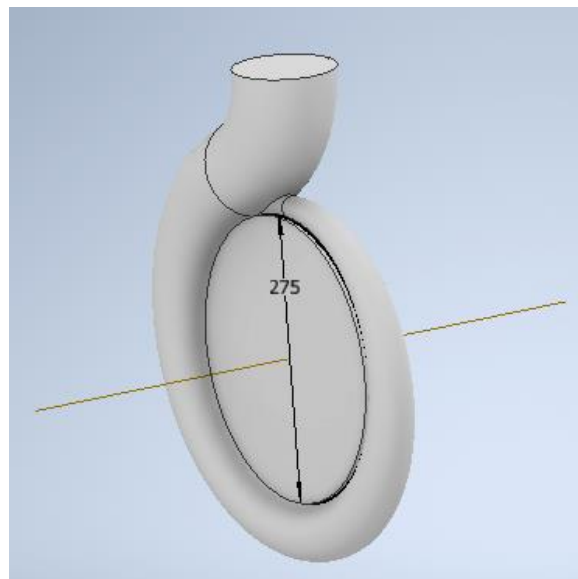


Fig 91. Sólido 1 con el que realizar el vaciado en la carcasa.

Para comenzar con el segundo sólido, se realizan las mismas operaciones que en el fluido de la voluta, pero con el cambio de que cada diámetro de las secciones de la espiral debe ser 20 mm más grande, debido a que el espesor de la carcasa en la voluta es de 10 mm. A continuación, se realiza un boceto de un perfil con el que realizar una elevación para obtener el cuerpo macizo de la carcasa a partir del cual poder seguir trabajando. Este cuerpo incluye los laterales de la carcasa, los soportes de fijación a la bancada, las uniones a las tuberías de entrada y salida y la unión con la brida intermedia que a su vez se sujeta con la tapa posterior, que encierra a estopa, prensaestopas, rodamientos y eje.

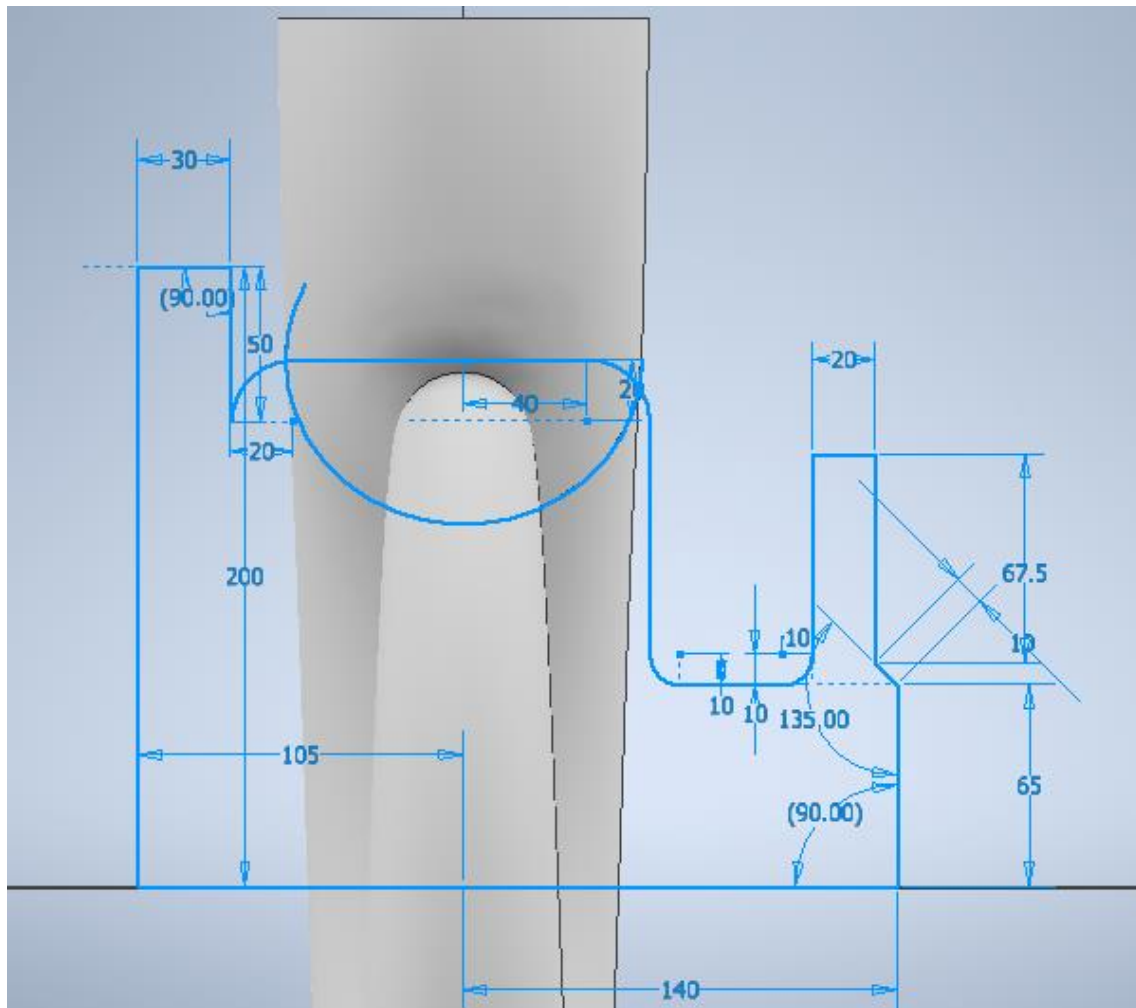


Fig 92. Perfil de revolución para el sólido macizo de la carcasa.

Después se realizan los vaciados de los diámetros laterales y se procede a modelar todos los agujeros roscados de las uniones de métrica 16 con paso de 2 mm, la forma ondulada de la unión con la brida intermedia y los soportes, también con agujeros roscados.

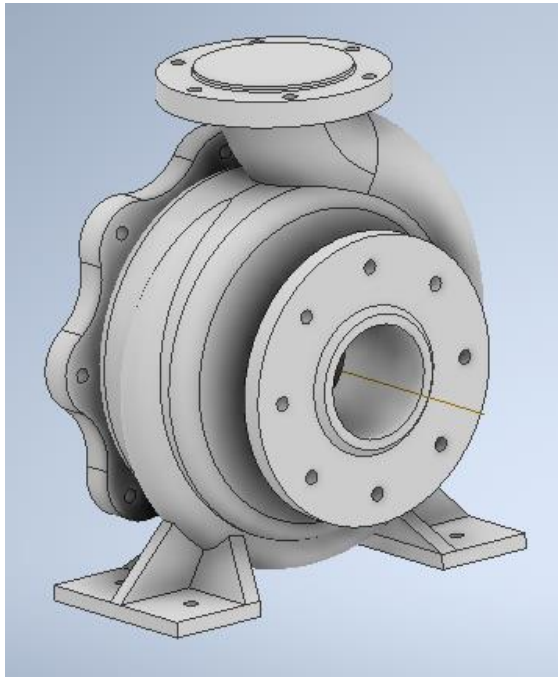


Fig 94. Vista anterior de la carcasa antes de realizar el vaciado.

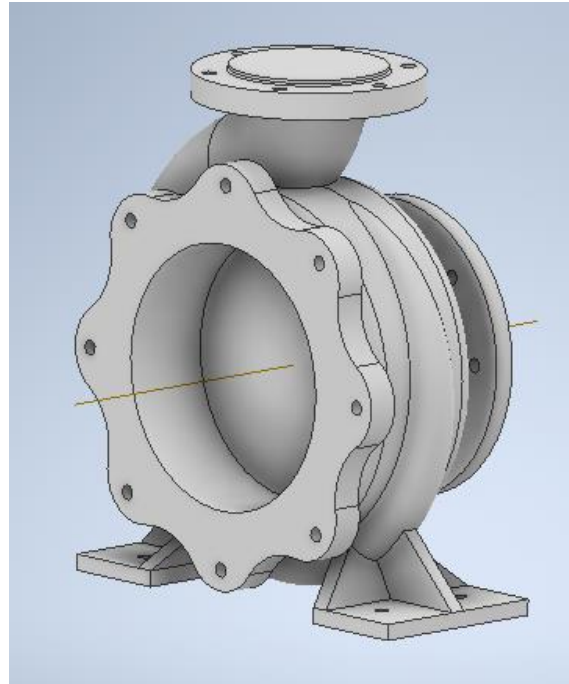


Fig 93. Vista posterior de la carcasa antes de realizar el vaciado.

Por último, se realiza la combinación de ambos sólidos de tipo corte y se obtiene el modelado de la carcasa final.

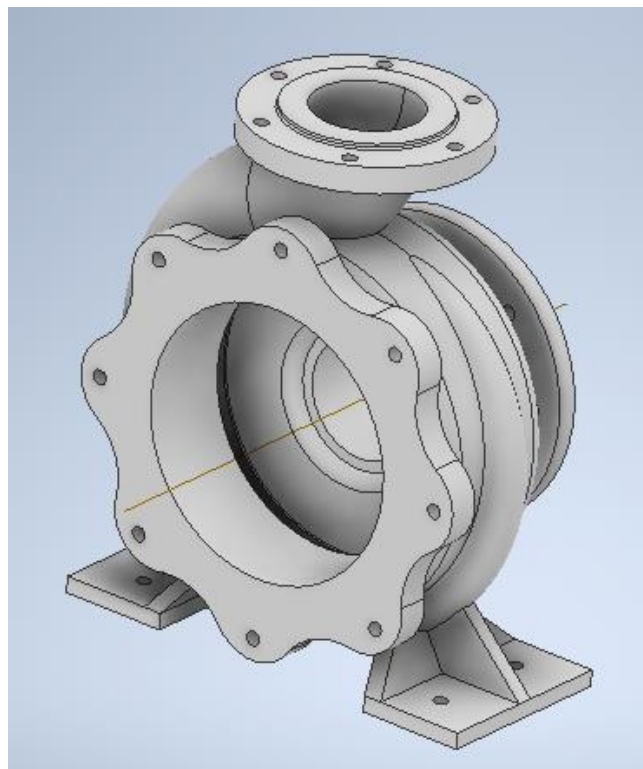


Fig 95. Modelado final de la carcasa.

7.3 Modelado de la entrada

7.3.1 Modelado del flujo de entrada

El modelado del flujo de entrada es muy sencillo de diseñar. Se trata de un cilindro de diámetro 110 mm (SUC), establecido por la succión de entrada en las condiciones iniciales. Se realiza con el comando *solevación de forma* que si el diámetro de entrada al rodete (D1) es igual al de succión tiene forma de cilindro y si es diferente de cilindro cónico. En la entrada se hace un vaciado cónico, con la forma del extremo del eje, que ayuda a entrar al fluido de una forma más suave.

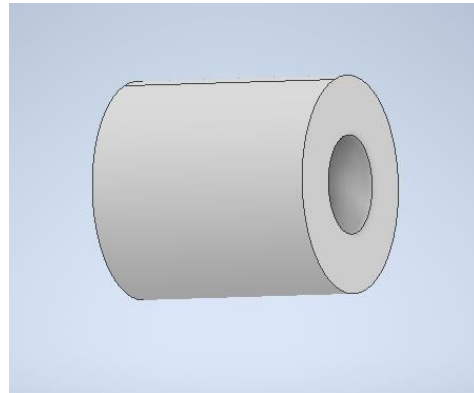


Fig 96. Modelado del flujo de entrada.

7.4 Ensamblaje del flujo

El ensamblaje del flujo se tiene que realizar para poder realizar la simulación en el programa de elementos finitos Ansys. Se crea un archivo .iam para hacer ensamblajes y se inserta en el los 3 archivos .ipt que tienen la geometría del modelado del fluido: la entrada; el fluido del rodete; y el fluido de la voluta.

Para el correcto posicionamiento de unos cuerpos respecto a otros se deben añadir las siguientes restricciones de coincidencias:

- Todos los cuerpos deben hacer coincidir su eje principal con el eje x del sistema de coordenadas.
- El punto central del flujo del rodete debe coincidir con el origen del sistema de coordenadas.
- La entrada del rodete y la salida de la entrada deben de ser planos coincidentes.
- La salida del rodete y el ancho efectivo de voluta deben de ser caras coincidentes.
- Todos los planos transversales de las piezas deben estar contenidos en el plano YZ del sistema de coordenadas o ser paralelos a este.

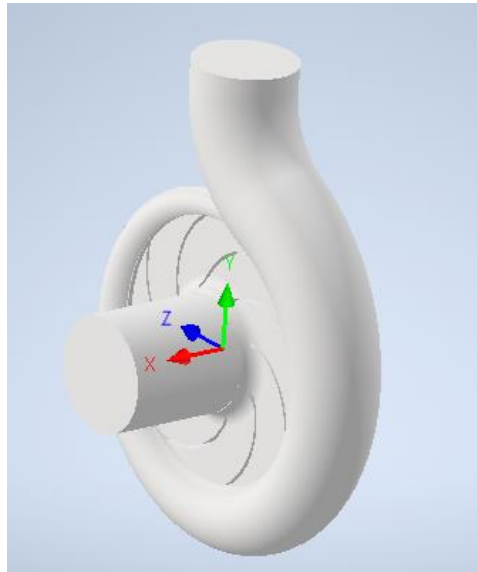


Fig 97. Ensamblaje del flujo que circula por el interior de la bomba.

El último paso necesario es exportar el ensamblaje del fluido a un formato “STEP” (.stp), este es el formato que utiliza Ansys, y en general todos los programas de elementos finitos para importar las geometrías.

7.5 Ensamblaje del conjunto carcasa-rodete.

Para terminar con el modelado en Autodesk Inventor, también se realiza el ensamblado del conjunto carcasa-rodete. Para ello se crea otro archivo .iam y se insertan las 2 piezas .ipt del conjunto.

Después de insertarlas, se realizan las restricciones que son las siguientes:

- Se hace coincidir el eje X de todos los cuerpos con el eje X del sistema de coordenadas.
- Se restringe el eje Y de la carcasa con el eje Y del sistema de coordenadas, de forma que la carcasa ya queda fijada en el origen.
- Se añade una coincidencia de un lateral del cuerpo del rodete con el lateral interno de la carcasa, que tiene la forma del rodete. De esta forma si se permite el giro del rodete en el interior de la carcasa.



Fig 98. Vista seccionada de tres cuartos del conjunto carcasa-rodete ensamblado.

8. Simulación en Ansys

Para la simulación del funcionamiento de la bomba utilizamos el programa Ansys 2021R1, que es un software de ingeniería que basa su funcionamiento en el Método de Elementos Finitos.

8.1 MEF

El Método de Elementos Finitos es un método numérico utilizado para resolver sistemas físicos de una forma aproximada. Si para resolverlo de forma exacta necesitamos un modelo matemático con ecuaciones diferenciales que representan a un sistema continuo, con el MEF se sustituyen estos sistemas continuos por sistemas discretos que se resuelven de forma matricial. Esto sustituye un sistema con infinitos grados de libertad, muy complejo de resolver, por un sistema discreto con un número finito de elementos y, por ende, un número finito de grados de libertad, más sencillo de resolver.

Base intuitiva del M.E.F.

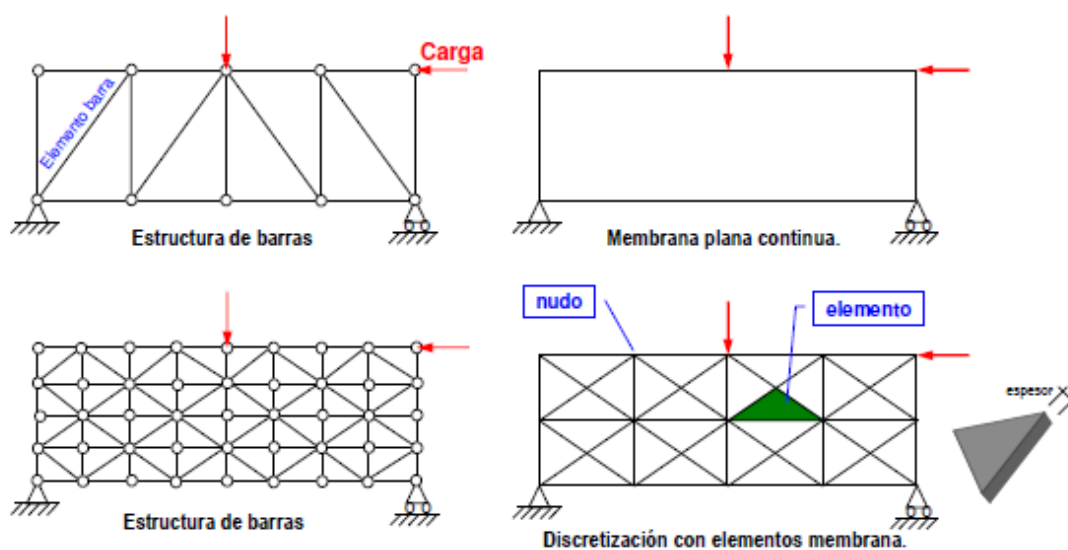


Fig 99. Representación de cómo se aproxima un sistema discreto de elementos finitos. Fuente: Introducción al Método de Elementos Finitos. Fernando Viadero Rueda, Catedrático de la Universidad de Cantabria.

Al discretizar el sistema se pierde exactitud, debido a que en vez alcanzar la solución todo el sistema continuo, solo lo alcanzan los nodos. Sin embargo, al reducirse el número de grados de libertad, el coste computacional se reduce enormemente. De aquí podemos deducir que cuantos más nodos tenga un sistema discreto, más se va a

aproximar a la solución exacta, pero más coste computacional va a tener. Se trata de encontrar un equilibrio entre exactitud y coste computacional (tiempo).

Los programas MEF necesitan de 3 módulos, un preprocesador, un procesador de cálculo y un postprocesador con el que analizar la solución calculada. En el preprocesador se genera o se importa una geometría, se hace un mallado de esta y se le aplican las propiedades y condiciones de contorno; en el cálculo se realizan todos los cálculos matriciales para resolver el sistema de finitos grados de libertad; y en el postprocesado se interpretan los resultados representados.

Estos programas permiten resolver sistemas de estructuras, hacer análisis tensionales a diferentes diseños, realizar cálculos de transmisión de calor o comportamientos de fluidos por lo que tienen muchos campos de aplicación en la ingeniería.

8.2 Ansys CFD y Fluent

Dentro de Ansys existen varios módulos de trabajo. Para la simulación de la bomba centrífuga se va a utilizar ANSYS CFD (Computational Fluid Dynamics). El CFD es el procesador que se encarga de realizar los cálculos del método de elementos finitos, y para ello necesita de un software, Ansys Fluent, que es el que aporta la interface para realizar todas las tareas de preprocesado y postprocesado de manera dinámica e intuitiva.

Una vez ya tenemos el ensamblaje del flujo del fluido exportado en formato STEP se comienza a trabajar con Ansys. Lo primero es abrir el *workbench* que es la plataforma donde se crean los proyectos. Crear el proyecto y añadir el módulo Fluid Flow (Fluent) que consta de 5 etapas.

- Geometry
- Mesh
- Setup
- Solution
- Results

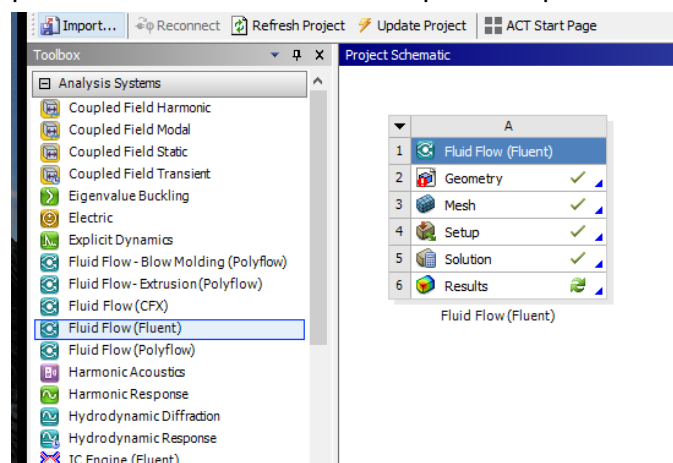


Fig 100. Workbench de Ansys con la herramienta Fluid Flow (Fluent).

8.3 Geometría

La primera etapa del módulo es “geometry” y es la etapa en la que se debe crear la geometría en Ansys. El módulo te permite crear la geometría con el software “SpaceClaim” ya que tiene herramientas de modelado, pero es poco potente en comparación con un software CAD como Inventor, y es por eso que se realiza la geometría con Inventor para después importarla a Ansys. Esto se realiza desde el workbench seleccionando la opción “Import Geometry” y buscando el archivo .stp de nuestro dispositivo.

Una vez importada es importante comprobar la disposición del modelado del flujo. El origen de coordenadas debe de estar en el centro del rodete y el eje axial del rodete debe coincidir con uno de los ejes del sistema de coordenadas. Esto es importante ya que es el punto de referencia a partir del cual se va a proporcionar un giro al flujo.

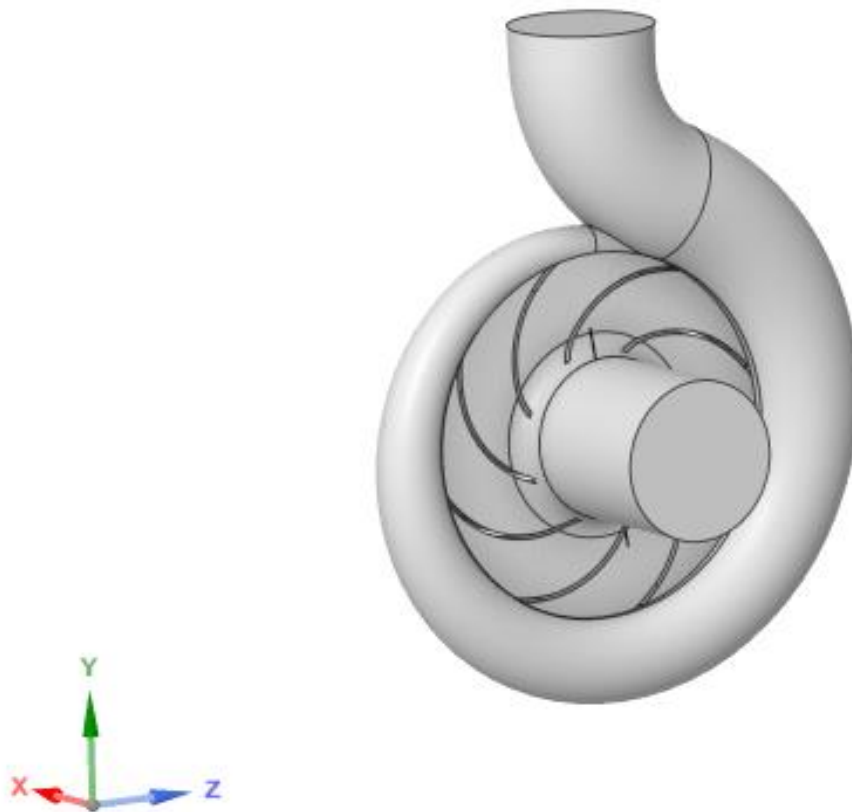


Fig 101. Geometría del flujo del fluido importada en Ansys.

Para tener el origen de coordenadas bien situado se debe modificar su posición en el modelado de CAD e importarlo así. Sin embargo, a veces en la importación se pierde este sistema de coordenadas, como en la Figura 101, y debemos modificarle. Esta modificación del origen de coordenadas debemos hacerla en la siguiente etapa de “Mesh”.

8.4 Mallado

En la etapa “Mesh” se genera el mallado de la geometría. El mallado es la característica principal del método de elementos finitos y en función de la densidad del mallado se obtendrán resultados más precisos o menos. En esta etapa el primer paso es situar el origen de coordenadas en la posición deseada en el caso de que no lo esté ya.

En esta etapa se pueden ocultar y visualizar los sólidos para facilitar el trabajo. Para determinar un nuevo origen de coordenadas ocultamos el sólido de la voluta y seleccionamos las caras de salida del rodete para colocar el origen en el mismo eje.

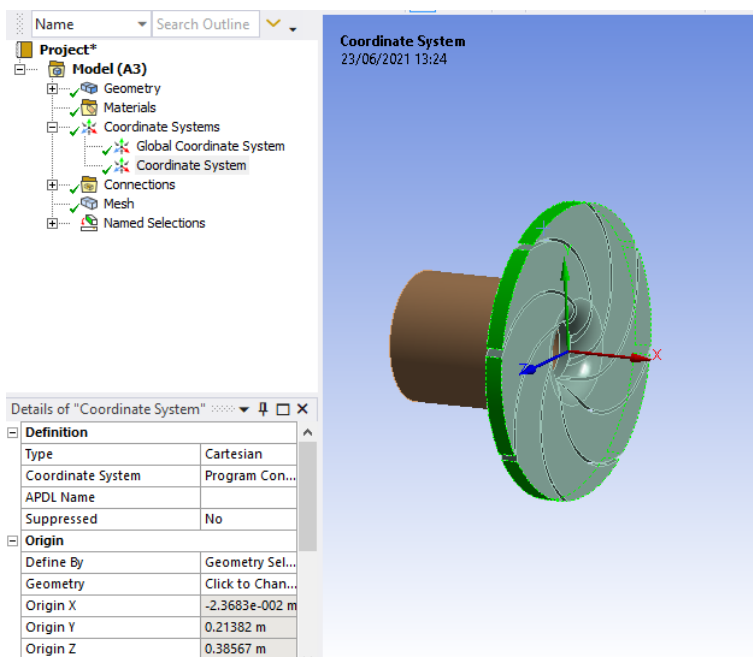


Fig 102. Creación de un nuevo sistema de coordenadas.

Tras establecer el nuevo sistema de coordenadas, damos nombre a todas las caras de los sólidos, de esta forma podremos aplicarlas sus condiciones particulares en la siguiente etapa de configuración. Este paso lo realizamos insertando “Named Selections” de forma que quedan identificadas todas las superficies. A continuación, se detallan todas las “Named Selections”:

- *Inflow*

Está formada por la cara de entrada del fluido a la bomba, es decir, la entrada del sólido “entrada”. La característica de esta superficie es que entra un flujo continuo a una presión determinada, que se define en la etapa de “Set Up”.

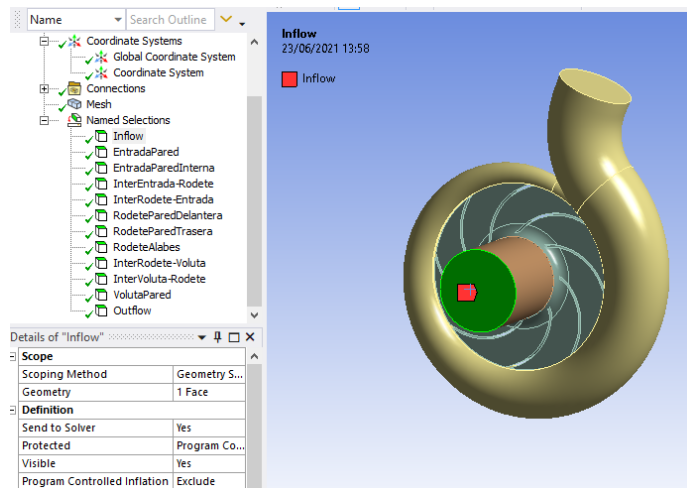


Fig 103. Named Selection: Inflow

- *EntradaPared*

Está formada por una cara, que es la pared externa de la entrada. No puede permitir el paso de fluido a su través ya que es una pared opaca y esa es su característica principal. Este tipo de superficies se definen como tipo “wall” en la etapa de configuración.

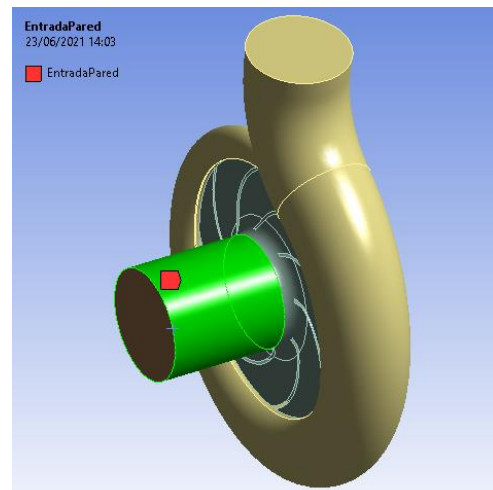


Fig 104. Named Selection: EntradaPared

- *EntradaParedInterna*

Tiene un comportamiento igual a la anterior superficie. Representa la conicidad del rodete en la zona central donde se aloja el eje. Su función es suavizar la entrada del fluido dentro del rodete. Está formado por una sola cara, es una pared, es decir, opaca, y se definirá como tipo “wall”.

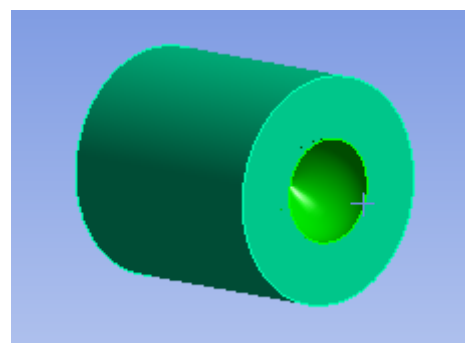


Fig 105. Named Selection: EntradaParedInterna

- *InterEntrada-Rodete*

Es una superficie de tipo interferencia. Esto significa que es la cara de intercambio de fluido entre la entrada y el siguiente sólido, el rodete. A diferencia a la cara *Inflow* las condiciones de esta cara están definidas por el comportamiento del siguiente sólido, y no las define el usuario.

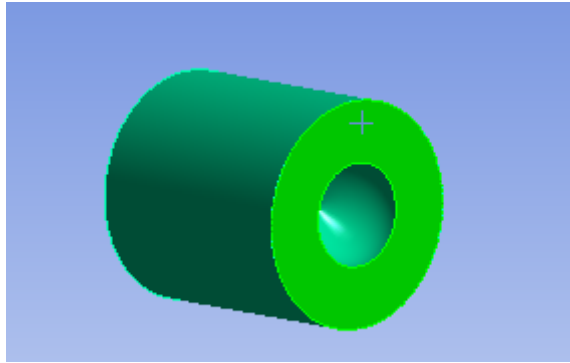


Fig 106. Named Selection: *InterEntrada-Rodete*.

- *InterRodete-Entrada*

Consiste en la misma superficie que la cara *InterEntrada-Rodete*, pero perteneciente al sólido del rodete. El rodete no tiene condiciones ni de entrada, ni de salida, está marcado por sus interferencias con los sólidos *Entrada* y *Voluta*.

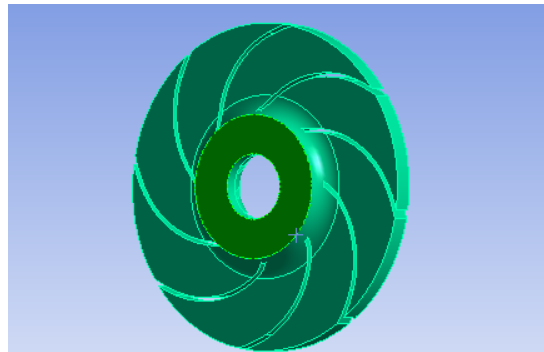


Fig 107. Named Selection: *InterRodete-Entrada*.

- *RodeteParedDelantera*

Esta superficie está compuesta por 9 caras y es una superficie de tipo “wall” de forma que es la pared anterior del rodete. Las paredes del rodete tienen la particularidad de girar a la velocidad indicada en las condiciones de operación, definiendo así a los nodos que formen esta superficie.

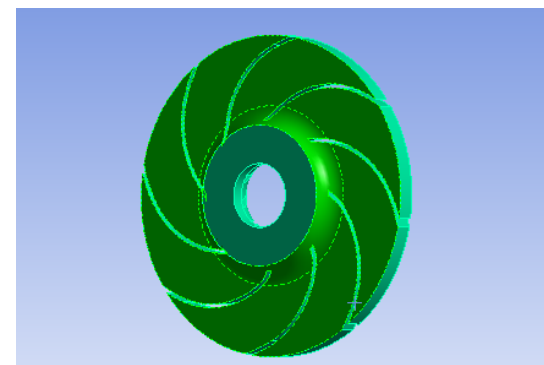


Fig 108. Named Selection: *RodeteParedDelantera*.

- *RodeteParedTrasera*

Selección formada por 17 caras que al igual que la anterior es una superficie de tipo “wall”, pero que forma la pared posterior del rodete. Estas paredes giran a la velocidad indicada en las condiciones de operación.

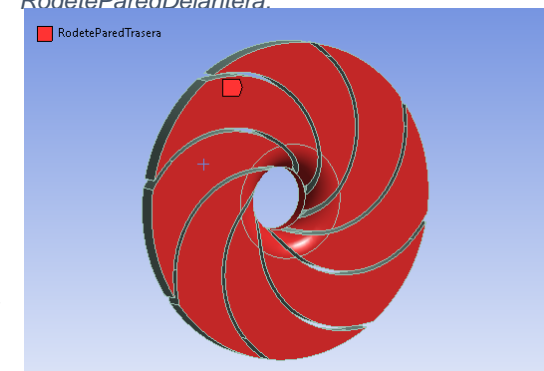


Fig 109. Named Selection: *RodeteParedTrasera*

- *RodeteAlabes*

Esta Named Selection está formada por 40 caras y representan el límite de los álabes con el fluido con una superficie de tipo “wall”. Al igual que todo el rodete, que es un conjunto sólido, gira según las condiciones impuestas. Son los nodos que se encargan de impulsar todo el fluido.

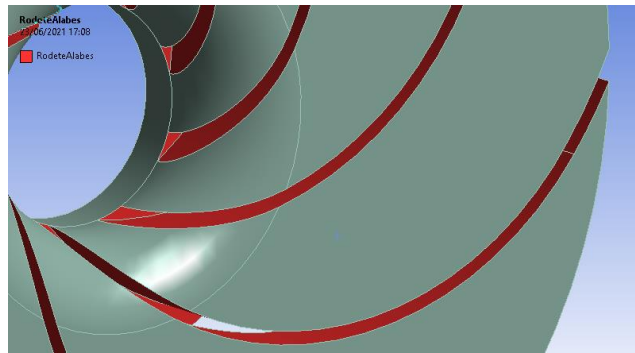


Fig 110. Named Selection: *RodeteAlabes*.

- *InterRodete-Voluta*

Formado por 8 caras de superficie de tipo interferencia. Representa la salida del fluido del rodete que va a pasar a la voluta. Al igual que las otras interferencias, permite que lo atraviese el fluido e iguala las condiciones de salida de este sólido con las de entrada del siguiente sólido, no siendo definidas por el usuario.

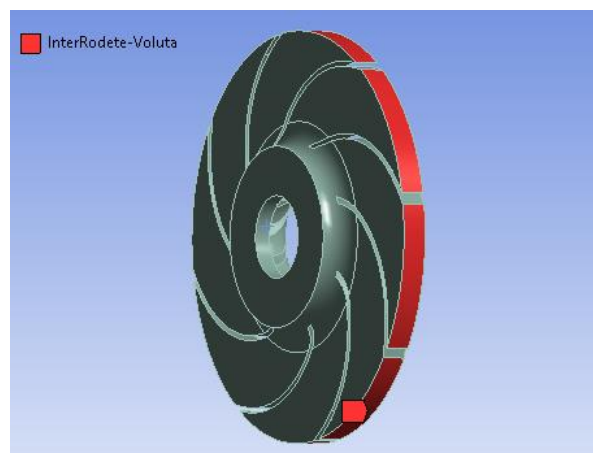


Fig 112. Named Selection: *InterRodete-Voluta*.

- *InterVoluta-Rodete*

Una única cara de interferencia que permite la entrada de fluido a la voluta desde el rodete con las condiciones de salida de este. A pesar de que se encuentra en la misma interferencia que la *InterRodete-Voluta*, la superficie de la voluta es algo más ancha (Véase Sec. 7.2.1) ya que debe ser más ancha que la salida del rodete, pero más estrecha que el cuerpo del rodete.

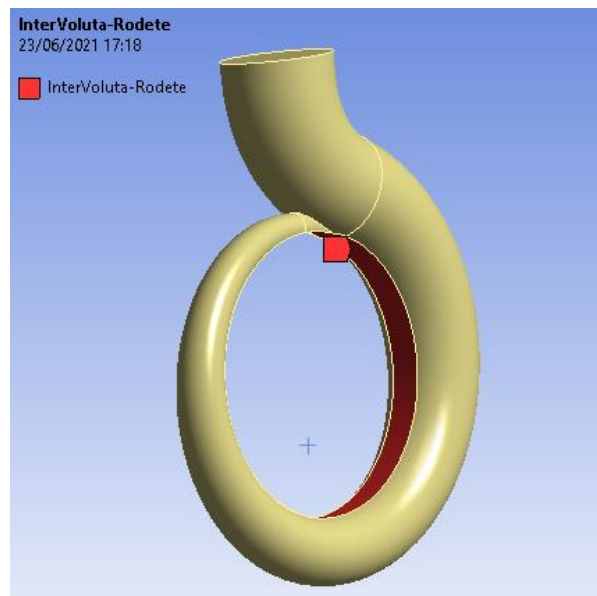


Fig 111. Named Selection: *InterVoluta-Entrada*.

- *VolutaPared*

Es una selección formada por 3 caras. Representa la pared de la voluta luego es una superficie de tipo “wall” no permitiendo flujo a través de sí misma. Al contrario que en el rodete, estas paredes son fijas y no tienen giro alguno. Su aumento de perfil permite aumentar la presión del fluido de su interior y disminuir la velocidad de salida de este.

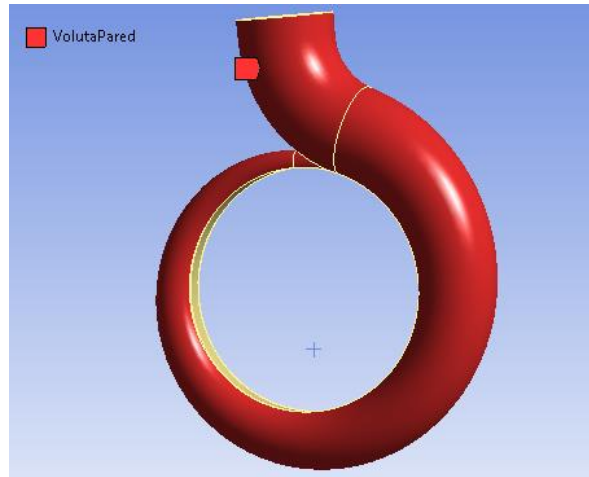


Fig 113. Named Selection: *VolutaPared*

- *Outflow*

Esta Named Selection está formada por una cara y es la superficie de salida de flujo de la voluta, y con ello de la bomba. En este caso sí se añaden condiciones definidas por el usuario en la siguiente etapa de “Set Up” y esto supone definir el flujo másico con el que trabaja la bomba.

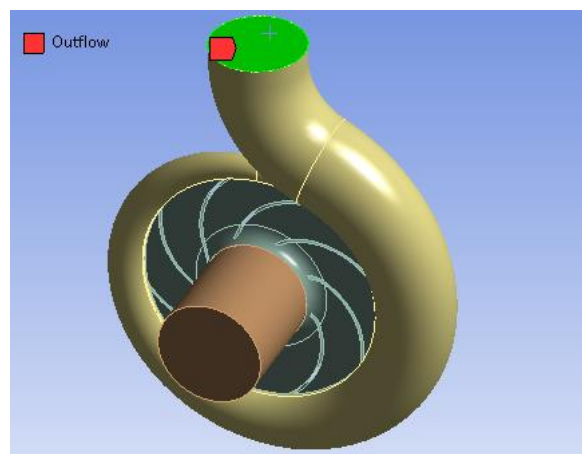


Fig 114. Named Selection: *Outflow*.

Una vez establecido el sistema de coordenadas y denominado a todas las superficies se procede a realizar el mallado del conjunto. Esto se realiza con la herramienta “Mesh”, que permite realizarla con diferentes tipos de elementos (triángulos o cuadrados), utilizar diferente cantidad de nodos, realizar suavizados de bordes, aumentar la densidad de mallado en puntos clave.

Para crear el mallado utilizaremos el método de mallado adaptativo que permite resoluciones de -1 a 7. A mayor resolución, mayor número de nodos, mayor calidad y exactitud en el resultado, pero a costa de un mayor coste operacional que se traduce en tiempo de simulación. Se realizarán simulaciones con varias resoluciones en el primer caso, de forma que nos quedaremos con la más equilibrada para el resto de las simulaciones.

A continuación, vemos cuántos nodos y cuántos elementos se generan en esta geometría para cada una de las resoluciones. Dependiendo de la complejidad de la

geometría es probable que el generador de nodos no permita las resoluciones más bajas. En este caso permite desde la resolución 2. El límite de nodos para la versión estudiantil del programa Ansys es de 512.000 nodos/elementos, de forma que las resoluciones 6 y 7 no se pueden utilizar en esta simulación. Se trabajará con las resoluciones 4 y 5, ya que se considera que una menor resolución pierde mucho detalle de cálculo por las características de la geometría.

Resolución 2: Nodos:21143, Elementos: 99559

Resolución 3: Nodos:24875, Elementos: 119723

Resolución 4: Nodos:35612, Elementos: 179586

Resolución 5: Nodos:49764, Elementos: 316498

Resolución 6: Nodos:63809, Elementos: 521789

Resolución 7: Nodos:82939, Elementos: 624624

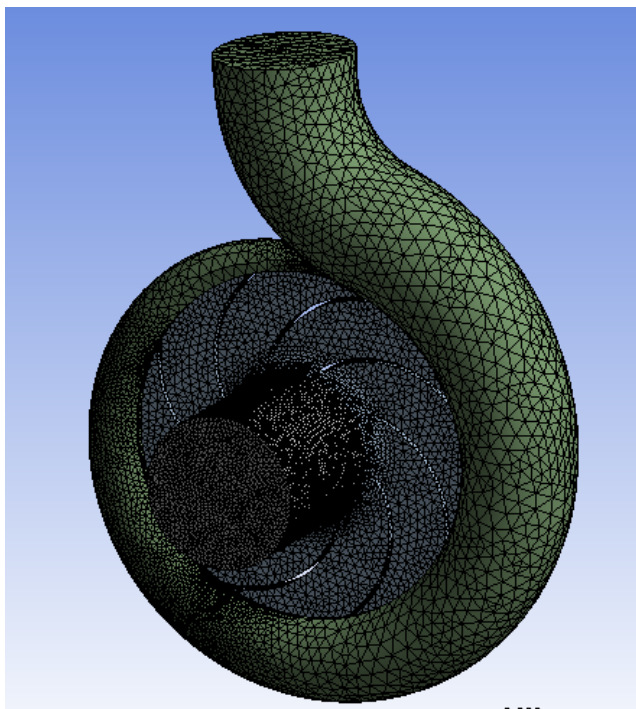


Fig 116. Mallado con resolución 4.

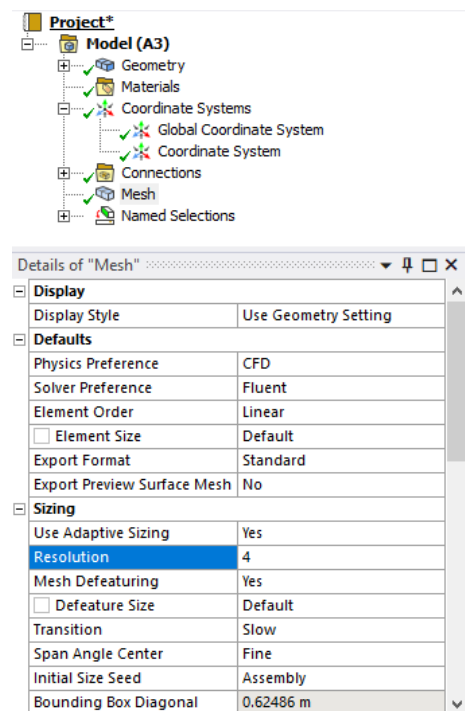


Fig 115. Configuración del mallado.

8.5 Configuración

Una vez ya tenemos el mallado del flujo, se comienza con la configuración. Para ello se tiene que actualizar el proyecto haciendo un “update” del “Mesh” y una vez actualizado se inicia el “Set Up” con las opciones de “Double Precision” y el máximo número de procesadores disponibles en el computador en paralelo para aumentar la precisión y rapidez de cálculo.

Se abre así el software de Fluent donde podremos añadir todas las condiciones y formas de trabajo al mallado y continuar con la resolución de la simulación.

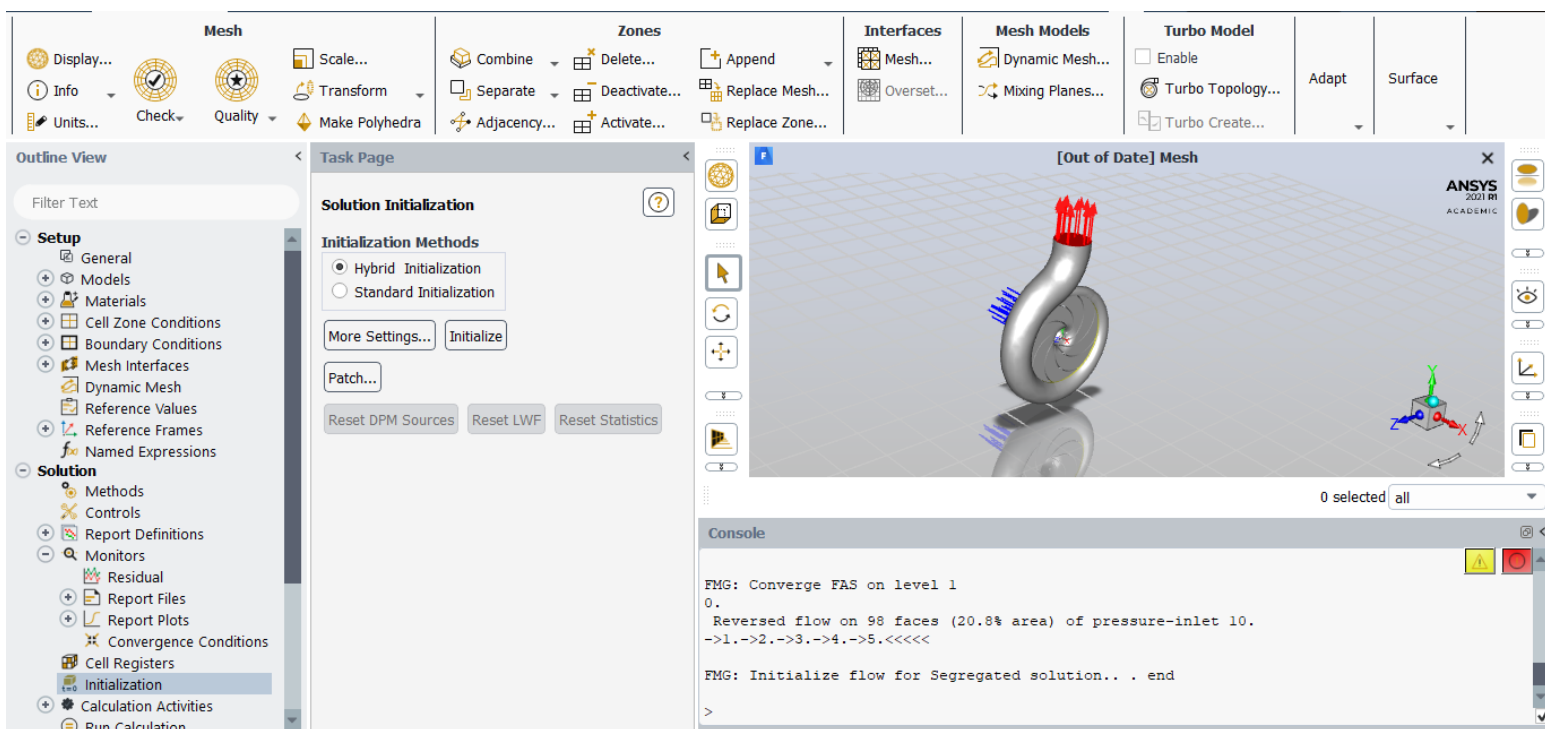


Fig 117. Espacio de trabajo del software Fluent.

El primer paso es cambiar el modelo de trabajo y cambiarlo de laminar a turbulento. Para ello debemos elegir un modelo de viscosidad k-omega (2eqn) Standard con todas las constantes definidas por defecto.

A continuación, hay que añadir en “Materials” el fluido que vamos a utilizar, que en este caso es el agua. Para ello añadimos el agua desde la base de datos de Fluent que es un fluido con las siguientes propiedades:

- Densidad: 998.2 [kg/m³]
- Calor específico (Cp): 4182 [J/(kg K)]
- Conductividad térmica: 0.6 [W/(m K)]
- Viscosidad: 0.001003 [kg/(m s)]
- Peso Molecular: 18.0152 [kg/kmol]
- Temperatura de referencia: 298 [K]

En “Cell Zone Conditions” modificamos las condiciones y materiales de cada sólido. Debemos cambiar el material de los 3 sólidos (entrada, rodete y voluta) de aire a agua y en el caso de que algún cuerpo sea sólido, cambiarlo a fluido. En este apartado también debemos indicar si el cuerpo tiene movimiento, de qué tipo es y cual es el centro de rotación de este. En el caso del rodete debemos marcar que tiene movimiento como “Frame Motion”, que gira alrededor del eje x en sentido negativo (-1,0,0), a 2900 revoluciones por minuto y alrededor del origen marcado por el origen de coordenadas creado en el mallado que se muestra en la Figura 102 (-0.023683, 0.21382, 0.38567).

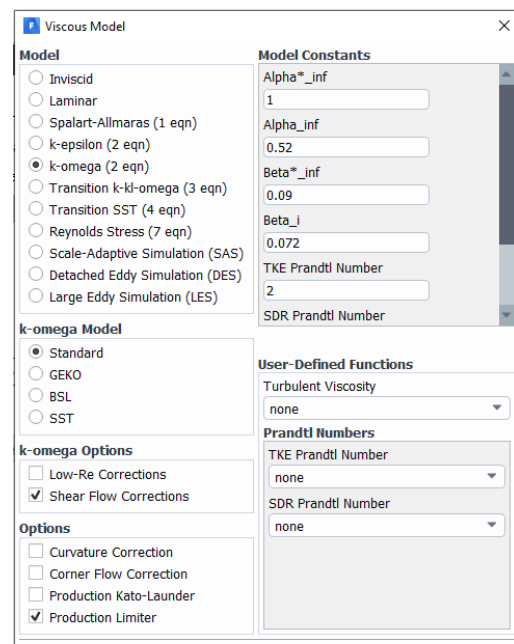


Fig 118. Modelo de viscosidad k-omega (2eqn).

Fluid

Zone Name: fluidoentrada_s_x_f3lido1

Material Name: water-liquid

☐ Frame Motion ☐ 3D Fan Zone ☐ Source Terms

☐ Mesh Motion ☐ Laminar Zone ☐ Fixed Values

☐ Porous Zone

Reference Frame | Mesh Motion | Porous Zone | 3D Fan Zone | Embedded LES | Reaction | Source Terms | Fixed Values | Multiphase

Rotation-Axis Origin

X [m]: 0

Y [m]: 0

Z [m]: 0

Rotation-Axis Direction

X: 1

Y: 0

Z: 0

Apply Close Help

Fig 119. Cell Zone Conditions: Entrada

Fluid

Zone Name: fluidovolutasinparametrizar_s_x_f3lido1

Material Name: water-liquid

☐ Frame Motion ☐ 3D Fan Zone ☐ Source Terms

☐ Mesh Motion ☐ Laminar Zone ☐ Fixed Values

☐ Porous Zone

Reference Frame | Mesh Motion | Porous Zone | 3D Fan Zone | Embedded LES | Reaction | Source Terms | Fixed Values | Multiphase

Rotation-Axis Origin

X [m]: 0

Y [m]: 0

Z [m]: 0

Rotation-Axis Direction

X: 1

Y: 0

Z: 0

Apply Close Help

Fig 120. Cell Zone Conditions: Voluta

Fluid

Zone Name: rodete_s_x_f3lido2

Material Name: water-liquid

☒ Frame Motion ☐ 3D Fan Zone ☐ Source Terms

☐ Mesh Motion ☐ Laminar Zone ☐ Fixed Values

☐ Porous Zone

Reference Frame | Mesh Motion | Porous Zone | 3D Fan Zone | Embedded LES | Reaction | Source Terms | Fixed Values | Multiphase

Relative Specification

Relative To Cell Zone: absolute

UDF

Zone Motion Function: none

Rotation-Axis Origin

X [m]: -0.023683

Y [m]: 0.21382

Z [m]: 0.38567

Rotation-Axis Direction

X: -1

Y: 0

Z: 0

Rotational Velocity

Speed [rev/min]: 2900

Copy To Mesh Motion

Translational Velocity

X [m/s]: 0

Y [m/s]: 0

Z [m/s]: 0

Apply Close Help

Fig 121. Cell Zone Conditions: Rodete.

En el submenú de “Boundary Conditions” se definen las condiciones límites de todas las superficies definidas en la etapa del mallado mediante las “Named Selections” (Sec. 8.3) y se dividen en 4 grupos:

- Inlet: Define las superficies por las que entra fluido al sistema.
- Interface: Son las superficies en las que se intercambia fluido de un cuerpo geométrico a otro.
- Internal: son de este tipo los conjuntos de nodos que se encuentran en el interior de cada cuerpo.
- Outlet: Superficies de salida de fluido del sistema.
- Wall: Son las superficies sólidas que no puede atravesar el fluido

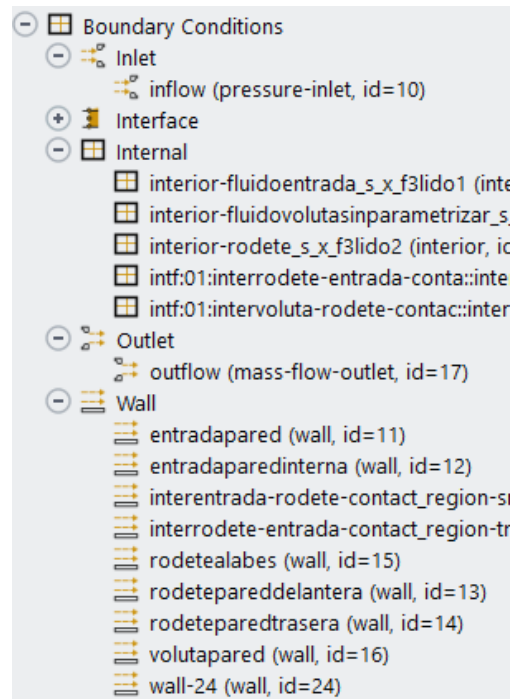


Fig 122. Boundary Conditions de todas las superficies del flujo.

La superficie “Inflow” se define de tipo “pressure-inlet” con una presión de 0 Pa, es decir, con una entrada a presión atmosférica.

La superficie “Outflow” es una superficie de tipo “mass-flow-outlet”, en el que se especifica el flujo másico con el que trabaja la bomba. En nuestro punto de trabajo de 140 m³/h equivale a un flujo másico de 38.888 kg/s.

En cuanto a las superficies de tipo pared, las de la entrada y la voluta son estacionarias, pero todas las paredes del cuerpo del rodete debemos identificarlas como “Moving Wall” con un movimiento rotacional relativo a su “Cell Zone”. En estos casos modificaremos las superficies de *RodeteAlabes*, *RodeteParedDelantera*, y *RodeteParedTrasera*.

Wall

Zone Name
rodetealabes

Adjacent Cell Zone
rodete_s_x_f3lido2

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS Potential Structure

Wall Motion

☐ Stationary Wall
☒ Moving Wall

Motion

☒ Relative to Adjacent Cell Zone
☐ Absolute

Speed [rev/min] 0

Rotation-Axis Origin

X [m] 0
Y [m] 0
Z [m] 0

Rotation-Axis Direction

X 1
Y 0
Z 0

Shear Condition

☒ No Slip
☐ Specified Shear
☐ Specularity Coefficient
☐ Marangoni Stress

Wall Roughness

Roughness Models

☒ Standard
☐ High Roughness (Icing)

Sand-Grain Roughness

Roughness Height [m] 0
Roughness Constant 0.5

Apply Close Help

Fig 123. Configuración de la superficie *RodeteAlabes* de tipo *Wall* rotacional.

Por último, debemos asegurarnos de que tenemos un “Mesh Interface” para cada zona de intercambio de fluido entre cuerpos. Debe estar formado por ambas superficies de intercambio y por un mallado de tipo Internal cada “Mesh Interface”.

Con estos pasos queda concluida la configuración del sistema y se puede dar paso a la fase de resolución.

8.6 Resolución

En este apartado se indica a Ansys CFD que método de resolución se desea utilizar, qué datos queremos que se muestren durante el cálculo y los valores de las tolerancias que se van a aplicar en la resolución.

En cuanto al método de resolución, se utiliza un esquema “Coupled” y en la discretización espacial un gradiente “Green-Gauss Node Based”, de esta forma se puede conseguir una alta resolución con una buena estabilidad en las iteraciones.

Después debemos definir un “Surface Report” para la entrada y otros dos para la salida, de forma que nos quede definida la presión y la velocidad en cada iteración durante se realiza el cálculo. Esto nos ayuda a saber si la simulación tiene sentido y reajustarla antes de esperar a que finalice. Se debe marcar las casillas de “Report File”, “Report Plot” y “Print to Console” para tener registrados los gráficos tanto en la consola como en archivo.

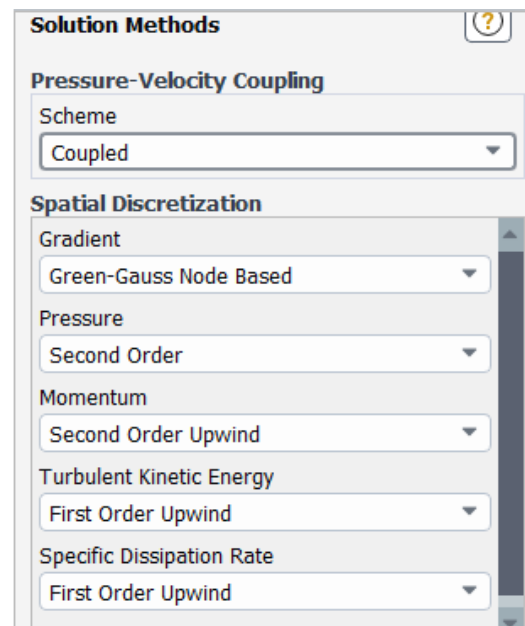


Fig 124. Método de cálculo

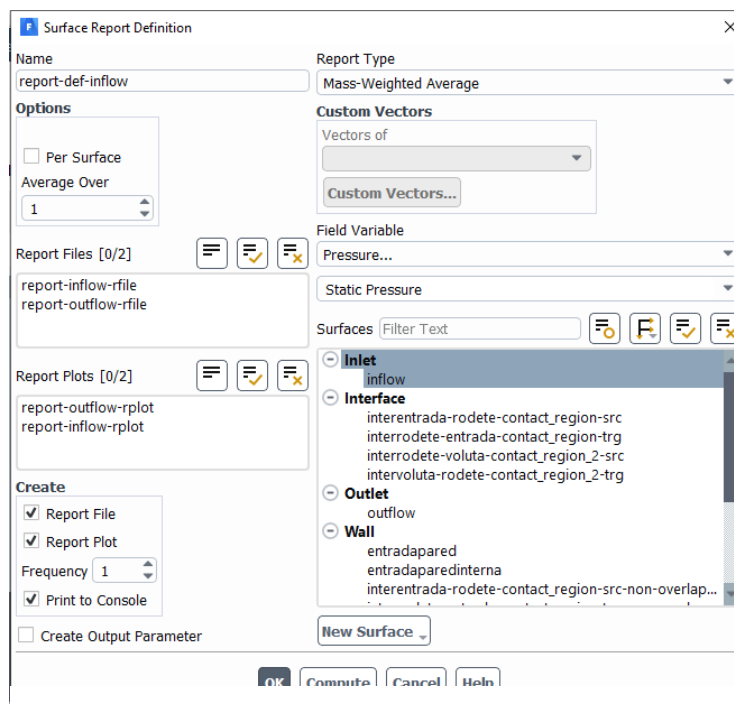


Fig 125. Menú de definición de un Surface Report.

En el submenú “Monitors” también se puede modificar la exactitud con la que se quiere obtener el resultado final. El método de elementos finitos es un método numérico aproximado, y tras cada iteración obtenemos unos valores llamados “Residuals” que son los restos de las operaciones matemáticas que realiza el programa. La solución converge cuando el valor de todos los residuales es inferior al indicado por el usuario. Escogemos el valor por defecto para obtener la mayor exactitud posible, que supone que todos los residuales sean inferiores a 0.001.

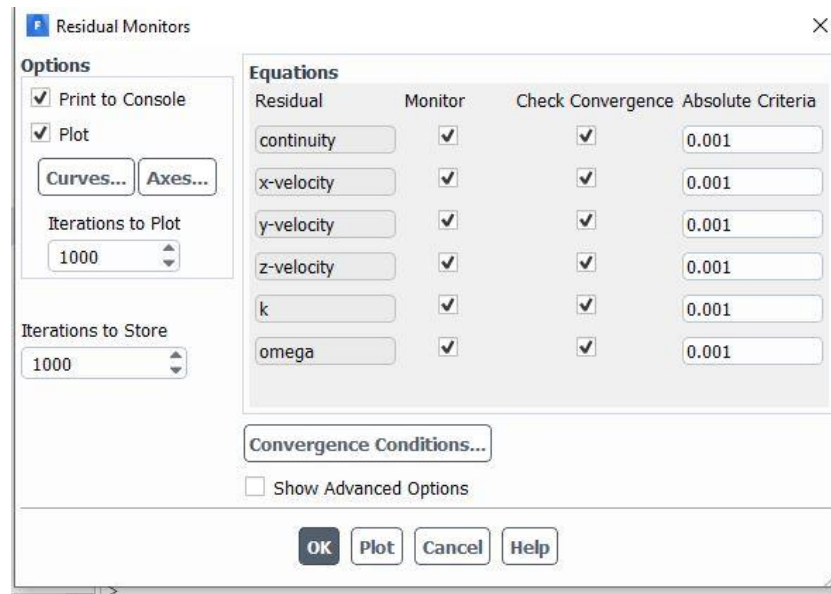


Fig 126. Valores límite de los 6 residuales.

Antes de comenzar con la simulación, para agilizar el proceso se puede hacer una inicialización de los resultados para ayudar a que los cálculos converjan antes. Para ello se elige una inicialización de tipo híbrida, y seguidamente se realiza otra inicialización mediante el comando “solve/initialize/fmginitialization”. En la consola obtenemos la siguiente inicialización.

```
Initialize using the hybrid initialization method.
```

```
Checking case topology...
```

```
-This case has both inlets & outlets
```

```
-Pressure information is not available at the boundaries.
```

```
Case will be initialized with constant pressure
```

```
iter scalar-0
```

```
1 1.000000e+00
```

```
2 4.074985e-04
```

```

3 8.305551e-05
4 2.535388e-05
5 1.275480e-05
6 1.721074e-05
7 6.513060e-06
8 1.185285e-05
9 3.830354e-06
10 5.438408e-06

```

Hybrid initialization is done.

Warning: convergence tolerance of 1.000000e-06 not reached during Hybrid Initialization.

```

solve/initialize/fmginitialization
Enable FMG initialization? [no] yes

```

```

Creating multigrid levels...
Grid Level 0: 179586 cells, 374716 faces, 35612 nodes; 10 clusters
Grid Level 1: 6132 cells, 120557 faces, 35612 nodes; 10 clusters
Grid Level 1: 6132 cells, 36041 faces, 0 nodes
Grid Level 2: 1135 cells, 86070 faces, 35612 nodes; 10 clusters
Grid Level 2: 1135 cells, 7446 faces, 0 nodes
Grid Level 3: 289 cells, 65945 faces, 35612 nodes; 10 clusters
Grid Level 3: 289 cells, 1883 faces, 0 nodes
Grid Level 4: 79 cells, 50741 faces, 35612 nodes; 10 clusters
Grid Level 4: 79 cells, 472 faces, 0 nodes
Grid Level 5: 24 cells, 36950 faces, 35612 nodes; 10 clusters
Grid Level 5: 24 cells, 133 faces, 0 nodes
Done.

```

FMG: Converge FAS on level 5

FMG: Converge FAS on level 4

FMG: Converge FAS on level 3

FMG: Converge FAS on level 2

```

FMG: Converge FAS on level 1
0.->1.->2.->3.->4.->5.<<<<<

```

FMG: Initialize flow for Segregated solution.. . end

Una vez ha terminado la inicialización, se procede a ejecutar el cálculo iterativo. Elegimos un tiempo de escala de 0.1 segundos y el número de iteraciones, que puede variar de 1 a 10.000. Realizaremos un primer cálculo a resolución 5 con 10.000 iteraciones para conseguir la convergencia de la solución final. Luego en base a los

resultados hay que elegir con cuantas iteraciones ya se alcanzan resultados lógicos y cercanos al valor final para ahorrar tiempo en las posteriores simulaciones.

Cuando la solución converge obtenemos en la consola el siguiente mensaje, en el que vemos que converge en la iteración 6293, el resultado de todas las variables y las tolerancias que se están procesando y el directorio donde se han guardado los archivos resultantes.

```
iter continuity x-velocity y-velocity z-velocity k omega report-inf
report-out time/iter
! 6293 solution is converged
6293 9.9966e-04 2.0253e-05 2.6741e-05 2.7039e-05 1.8469e-04 9.0096e-05
-8.4308e+03 6.7031e+05 3:01:43 3707
Registering ReportDefFiles,
("C:\Users\javi9\Estudios\Universidad\Master Ingenieria
Industrial\Master\TFM\ANSYS\AnsysModelado1_files\dp0\FFF-
1\Fluent\.\report-outflowmesh5-rfile.out"
"C:\Users\javi9\Estudios\Universidad\Master Ingenieria
Industrial\Master\TFM\ANSYS\AnsysModelado1_files\dp0\FFF-
1\Fluent\.\report-inflowmesh5-rfile.out")
Writing data to C:\Users\javi9\Estudios\Universidad\Master Ingenieria
Industrial\Master\TFM\ANSYS\AnsysModelado1_files\dp0\FFF-1\Fluent\FFF-
1.ip ...
x-coord
y-coord
z-coord
pressure
x-velocity
y-velocity
z-velocity
k
omega
hyb_init-0
hyb_init-1
Done.
```

Calculation complete.

Durante la simulación también podemos observar la evolución de gráficos de los “reports” que hemos indicado con “Print to plot”, al igual que los residuales. De esta forma podemos saber antes de finalizar el cálculo si los resultados tienen o no sentido. Vemos así la evolución de la presión a la entrada y la salida en función de las iteraciones, la evolución de la velocidad de salida y de los residuales.

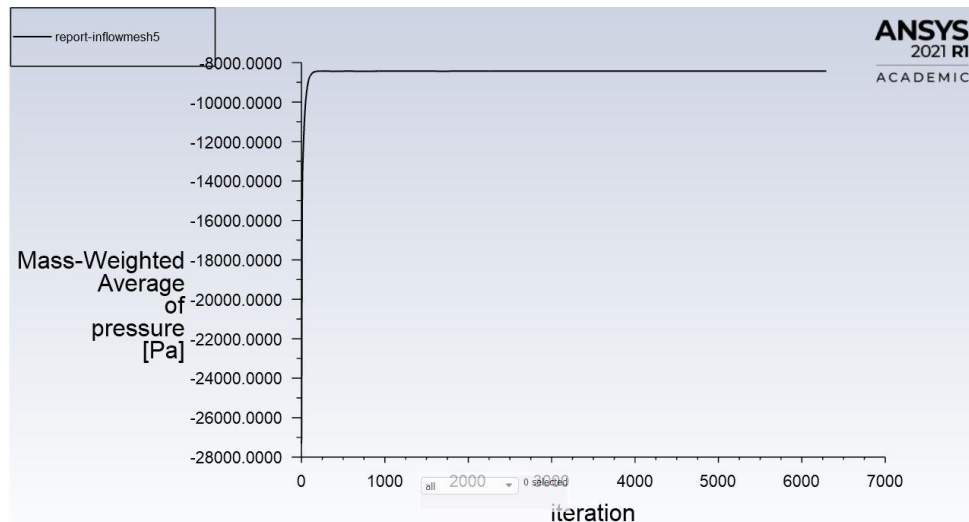


Fig 128. Evolución de la presión (Pa) en la entrada.

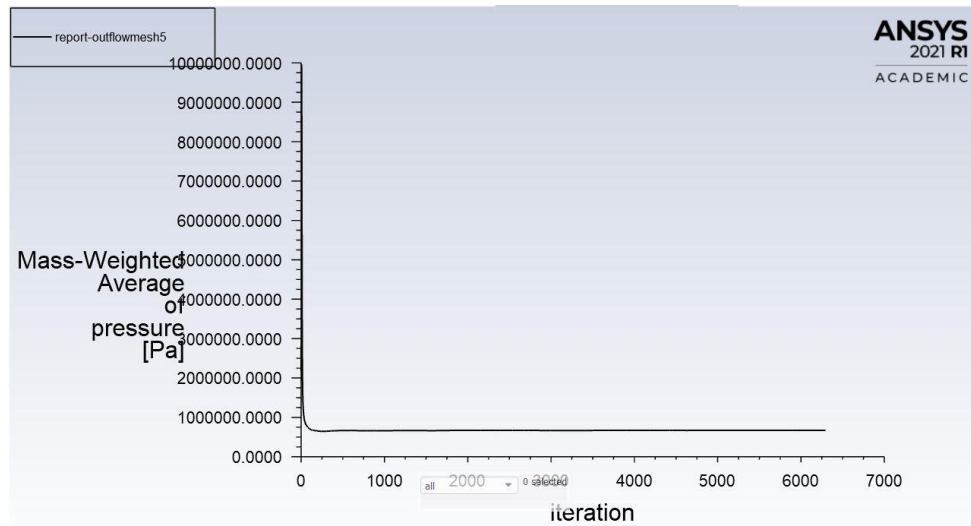


Fig 127. Evolución de la presión (Pa) a la salida.

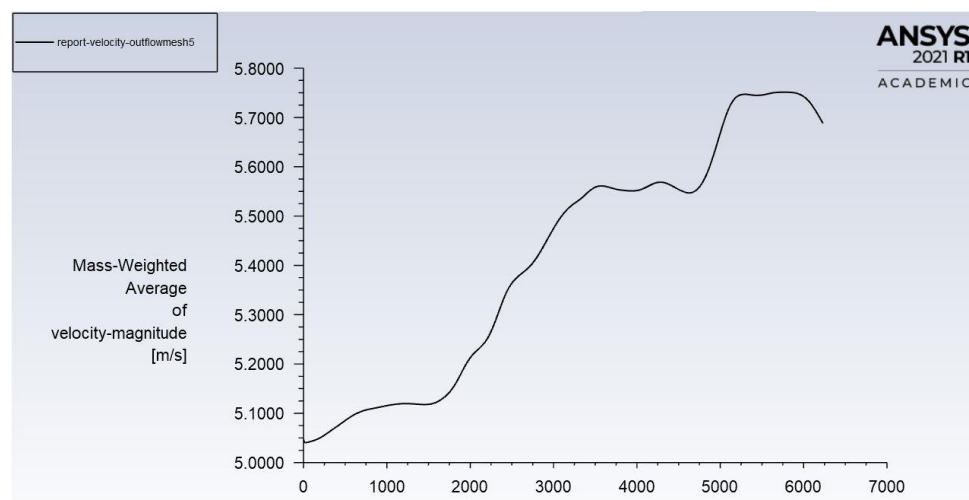


Fig 129. Evolución de la velocidad (m/s) a la salida de la bomba.

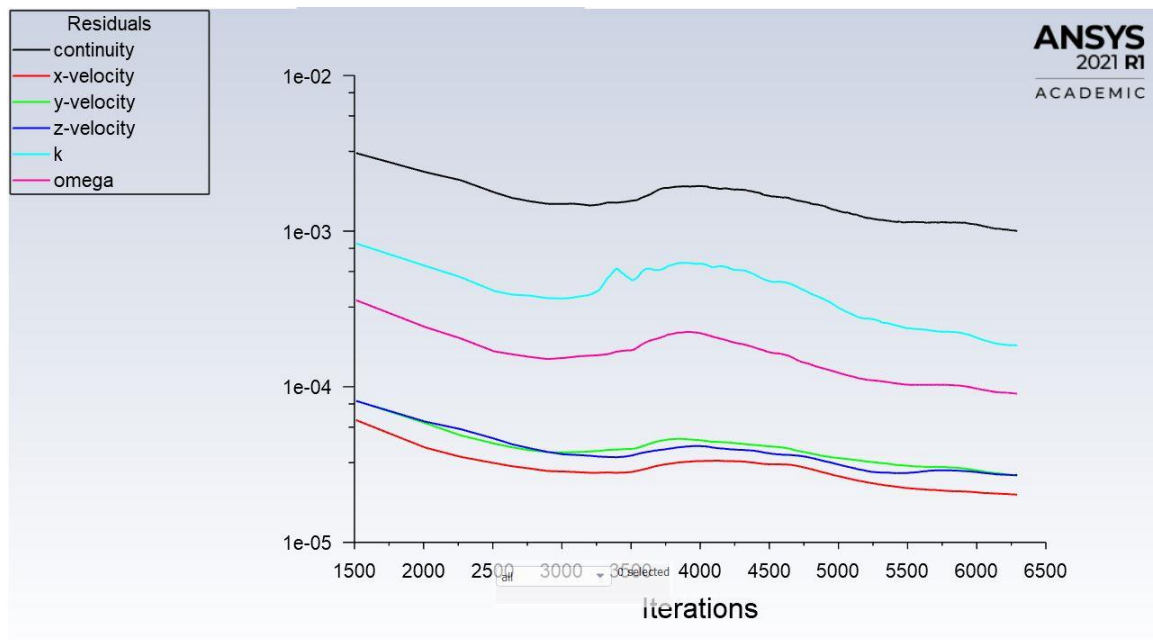


Fig 130. Evolución de los residuales de cálculo.

8.7 Resultados

Después de que CFD finalice el proceso de cálculo, se actualiza el proyecto en el “WorkBench” y se puede abrir la siguiente etapa, la de resultados. Para esta etapa se utiliza el software “CFD-Post” y nos permite obtener representaciones gráficas de todas las variables con las que ha trabajado la simulación. Lo vamos a utilizar para obtener la distribución de presiones en el plano medio de la bomba y obtener una representación de los vectores velocidad, lo que nos ayudará a entender el funcionamiento de la bomba e interpretar mejor los resultados.

Además, en el propio software de “Fluent” también podemos obtener resultados numéricos, que utilizaremos para saber las velocidades y presiones exactas a la entrada y salida, y con ello obtener el punto de funcionamiento de la bomba.

Otra parte importante de los resultados es la que se obtiene con los ficheros exportados de la simulación. Si se activa la opción de “Report File” al crear una “Surface Report” antes de simular, se quedarán guardados todos los valores de la variable seleccionada para cada iteración. Esto nos ayudará a comprobar los errores relativos de las variables según el cálculo evoluciona y así simplificar las condiciones de cálculo para próximas simulaciones.

8.7.1 Distribución de presiones

Conocer el gráfico de la distribución de presiones nos va ayudar a entender posibles modificaciones que luego tengamos que hacer en el diseño final.

Mediante “Locations” podemos elegir la geometría donde representar la variable deseada. Podemos representar puntos, líneas, planos, volúmenes, etc. En este caso elegimos el plano medio, es decir, un plano YZ, y le aplicamos el desfase necesario en x para que corresponda al centro de la bomba, $x=-0.023683$. Elegimos “Pressure” como variable y obtenemos la distribución de presiones en el plano medio.

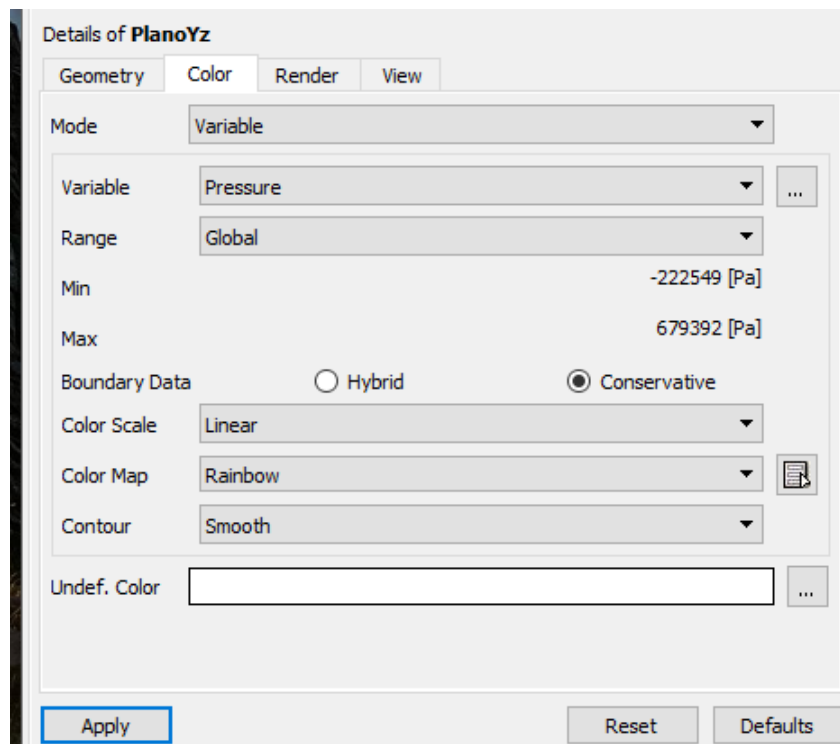


Fig 131. Configuración de Location Plano YZ con variable de presión.

La representación de la variable se obtiene mediante una escala de colores que en la leyenda observamos en la siguiente figura como los tonos rojizos se acercan a valores de 6.8 bares y los tonos azulados a valores de -2.2 bares.

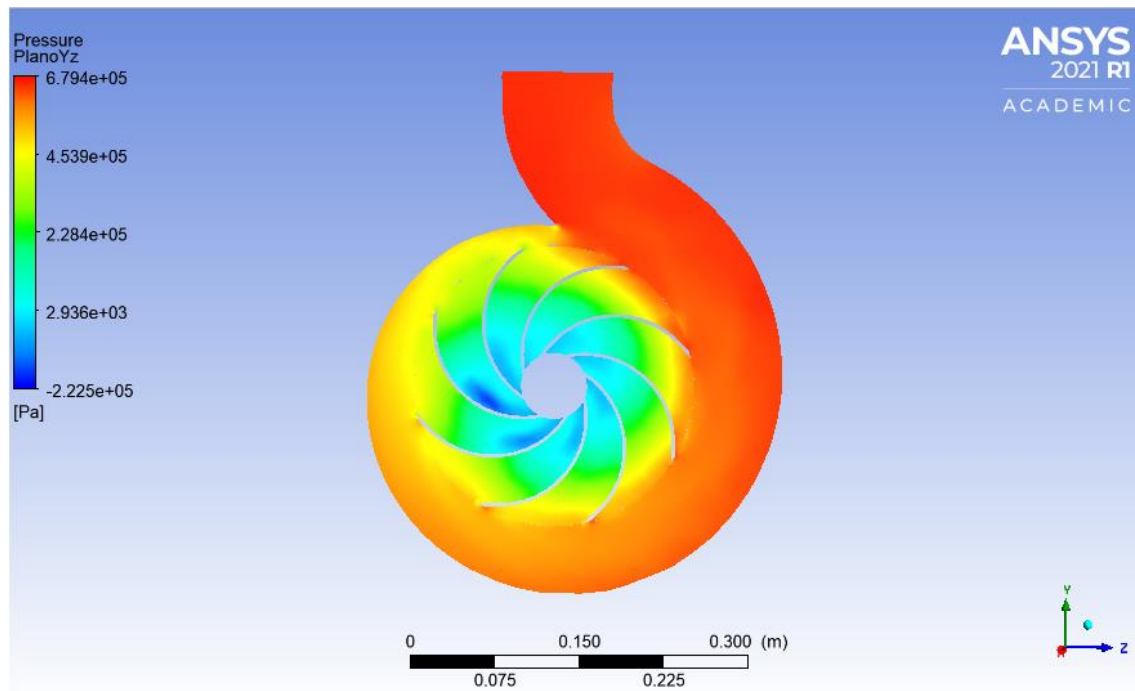


Fig 132. Representación de la distribución de presiones en el plano medio de la bomba.

Sin embargo, sabemos que la presión mínima que se puede alcanzar es la de -1 atm en presión relativa y 0 atm en absoluta, lo cual equivale en relativa a $-1.01325 \approx -1\text{bar}$. Entonces, ¿cómo puede ser posible que se alcancen valores de -2.2 bares?

Esta bomba solo alcanza estos valores en el cálculo matemático, pero debemos saber interpretar estos resultados. Vemos que la zona en la que se alcanzan estas presiones tan bajas es en las caras de los álabes en las que no se produce la impulsión. Como es lógico se produce un gradiente de presiones entre las dos caras de los álabes por la inercia que tiene el fluido que intenta permanecer en su posición inicial. El hecho de que este valor sea tan bajo es porque en el funcionamiento real se produciría una separación del fluido de la pared del álabe, pero el programa al trabajar solo con el agua como fluido, que tiene una densidad casi 800 veces mayor que la del aire, debe interpretarlo como una succión tan grande que a un primer vistazo parece que no tiene sentido. Este efecto es inevitable, pero hay que tratar de minimizarle, porque causa turbulencias en la separación de la capa límite del fluido respecto del sólido y también genera pérdidas por recirculación.

En la Figura 133 vemos como la distribución de presiones provoca la recirculación del fluido. La flecha negra muestra el curso normal del fluido en la cara de un álabe que rota

en sentido antihorario, y las flechas rojas muestran el efecto de recirculación por el vacío producido en las zonas más azuladas.

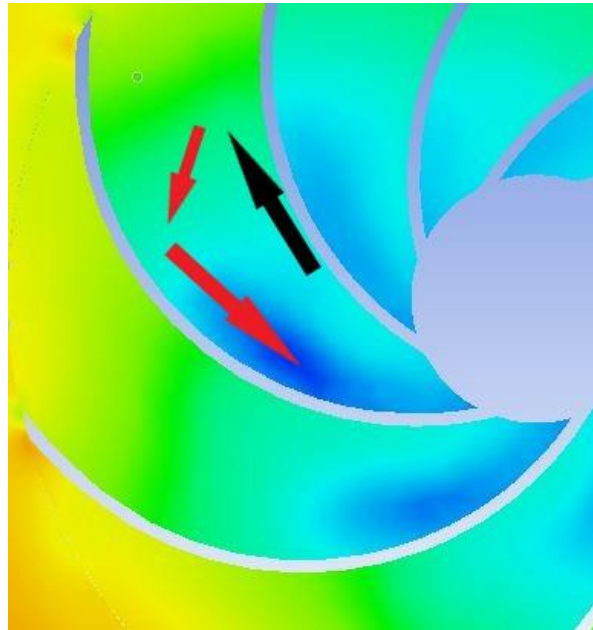


Fig 133. Efecto de recirculación entre 2 álabes.

Otro efecto que hay que cuidar como diseñador es la continuidad de las presiones en los álabes. Podemos comprobar como en la Figura 132 no todos los álabes tienen la misma distribución de presiones. Sin embargo, al permanecer en una rotación constante a 2900 rpm, las condiciones de cada álabe varían de forma pulsante recorriendo las situaciones de todos los álabes representados de forma consecutiva. Esto hace que aumente el desgaste por fatiga de los componentes al no tener una distribución uniforme. Como diseñadores, se debe intentar equilibrar este efecto que se produce por la diferencia geométrica de la voluta. La zona de la salida de la voluta tiene presiones más altas asique no hay un efecto tan fuerte de vacío en los álabes como en el principio de la espiral.

8.7.2 Distribución de velocidades

CFD-Post también nos permite representar gráficos vectoriales, muy útiles para graficar las velocidades. En la siguiente figura se representa un gráfico vectorial de las velocidades en cada punto del flujo. Para ello seleccionamos la herramienta “Vector” y elegimos como “locations” los 3 cuerpos geométricos que forman el flujo. Como variable introducimos la velocidad.

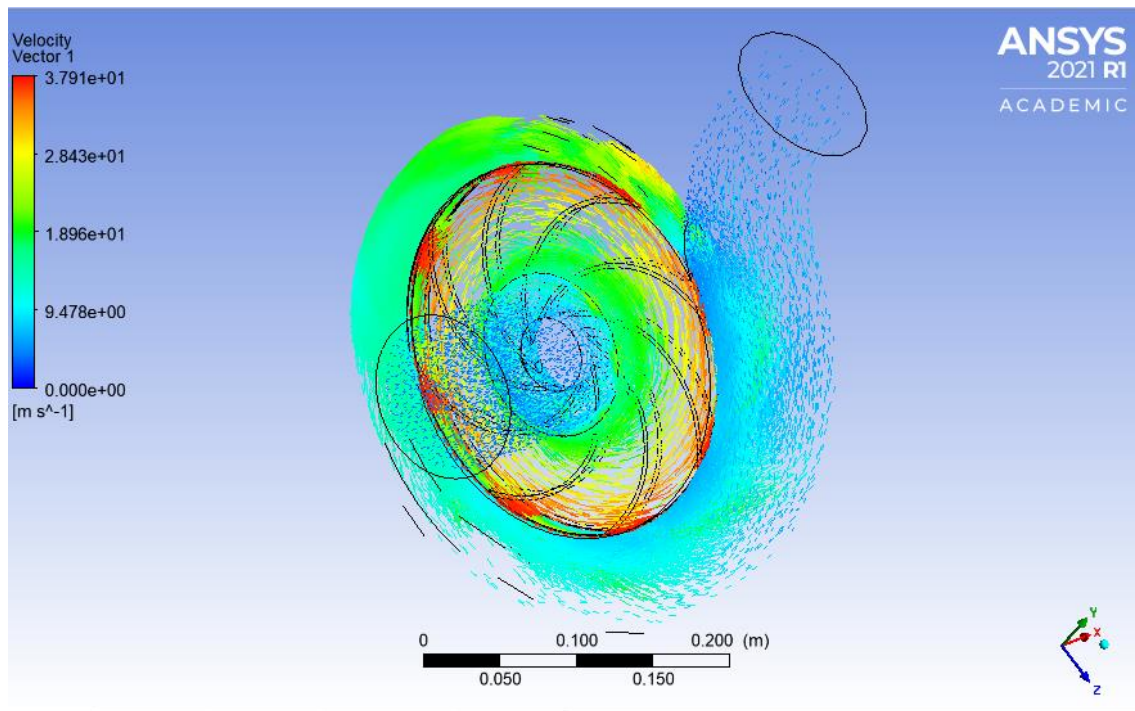


Fig 134. Representación de los vectores velocidad del fluido a lo largo de toda la bomba.

Podemos comprobar como en la salida del rodete, en los tonos rojizos se alcanzan velocidades de hasta 38 m/s, mientras que en la entrada y la salida son tonos azulados con velocidades inferiores a 10 m/s, que se tienen que definir numéricamente, ya que gráficamente no se puede apreciar. Se puede comprobar el efecto Venturi a lo largo de la voluta de forma que cuanto más se ensancha la sección de la voluta, más despacio avanza el fluido, a la vez de que aumenta la presión como hemos visto en la distribución de presiones.

8.7.3 Punto de funcionamiento

Los resultados numéricos exactos los obtenemos desde el software de “Fluent” ya utilizado. A “Fluent” debemos acceder desde la etapa “Solution” y no “Set Up” ya que, aunque ambas lleven al mismo software, desde “Set Up” se borran las soluciones y se prepara el programa para comenzar una nueva simulación, mientras que desde “Solution” no se borran los datos obtenidos y podemos trabajar en obtener resultados.

Dentro del submenú “results” debemos desplegar “reports” y abrir “Surface integrals”. Configuraremos la ventana para que nos dé el resultado de velocidad o presión en la superficie de salida o de entrada, seleccionando el tipo de report como “Mass-Weighted Average”.

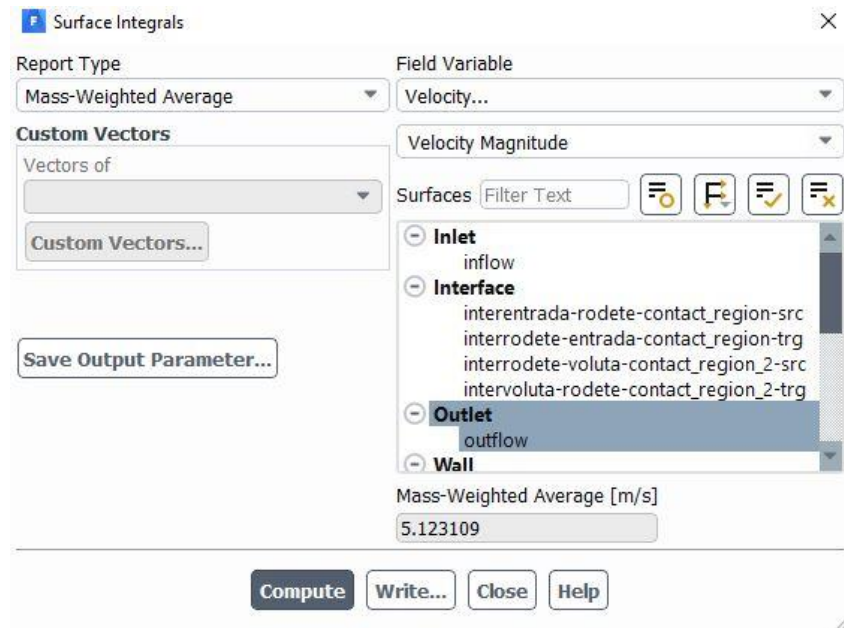


Fig 135. Obtención de la velocidad de salida con las Surface Integrals

Se obtienen los siguientes resultados para la primera simulación con resolución de mallado 5 y tras 6293 iteraciones.

La velocidad de entrada: $v_1=4.11$ m/s

La velocidad de salida: $v_2=5.69$ m/s

La presión de entrada: $P_1=-8430.83$ Pa

La presión de salida: $P_2=670247.3$ Pa

Punto de funcionamiento

El punto de funcionamiento de la bomba centrífuga lo obtenemos aplicando el teorema de Bernoulli mediante la diferencia de presión y velocidad a la entrada y salida de la bomba. El caudal del punto de funcionamiento es $Q=140$ m³/h, que corresponde a los 38.88 kg/s utilizados en las simulaciones. Y la altura (m) la obtenemos del teorema (Sec. 3.2.1):

$$z_1 + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + H_{a\tilde{n}a} - H_{per} = z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \quad (m)$$

$$H_{util} = H_{a\tilde{n}a} - H_{per}$$

$$H_{util} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1$$

Para la simulación de resolución de mallado 5, tras converger en 6293 iteraciones obtenemos:

$$H_{util} = \frac{5.69^2 - 4.11^2}{2 * 9.8} + \frac{670247.3 - (-8430.83)}{9800} + (0.28) = 70.32 \text{ m}$$

Podemos comprobar que el punto de funcionamiento está lejos del punto objetivo de 90 m, eso es porque realizamos el cálculo teórico con la curva ideal sin tener en cuenta las pérdidas. En el redimensionamiento se tratará de acercarse a esta altura objetivo.

8.7.4 Simplificaciones de las condiciones de cálculo

Previamente al comienzo de la simulación, en el submenú de “Fluent”, “Solution”, si queremos obtener archivos con los resultados de las iteraciones debemos activar la casilla “Report File” al crear un “Surface Report” (Sec. 8.5). Al haberse creado 3 archivos, uno para la presión de salida, otro para la presión de entrada y otro para la velocidad de salida podemos ver que evolución han tenido a lo largo de la simulación.

En principio solo interesa el resultado final, ya que es cuando el cálculo ha convergido y tenemos la solución o está más cerca de converger. Sin embargo, al tener la evolución de estas variables a medida que avanzan las iteraciones podemos utilizarlo para ver el error que se produce en estas variables cuando falta un porcentaje de las iteraciones para terminar el cálculo. Así podemos ahorrar mucho tiempo de cálculo y obtener soluciones aproximadas, que no son las finales, pero sirve a los diseñadores para llegar a conclusiones y tomar decisiones.

Los archivos exportados son unos archivos OUT que guardan salidas de CFD. Es un tipo de archivo de texto en el que se guardan todas las iteraciones. Estas iteraciones se trasladan a Excel para poder analizar mejor la evolución de los resultados. La siguiente tabla muestra algunas iteraciones de la simulación realizada para un caudal de 140 m³/h con mallado 5 hasta su convergencia. El tiempo total de cálculo ha sido de 6 horas y 3 minutos.

Iteracion	InflowPres (Pa)	OutflowPres (Pa)	OutflowVeloc (m/s)
1	-27341.80648	2028722.26	5.047075652
2	-26431.19814	6771752.581	5.04531919
3	-24816.74429	9349306.744	5.044388385
4	-23202.60758	9595223.386	5.043671711
5	-21627.18635	9653215.723	5.043163462
6	-20105.78691	9569073.616	5.042780114
7	-18667.07426	9338738.99	5.042475163
...
...
...
497	-8435.064173	664780.5845	5.084903835
498	-8435.077165	664806.4131	5.085025485
499	-8435.086786	664818.2284	5.08514707
500	-8435.096763	664848.3297	5.085268562
501	-8435.103786	664865.673	5.085389967
502	-8435.108168	664879.5109	5.08551139
503	-8435.109941	664897.1306	5.085632806
504	-8435.108773	664930.9663	5.085754114
505	-8435.102424	664946.7653	5.085875299
...
...
...
6288	-8430.825286	670299.841	5.69715762
6289	-8430.827155	670300.9537	5.69746139
6290	-8430.828879	670302.9702	5.69776515
6291	-8430.830328	670304.2012	5.69806892
6292	-8430.831657	670305.3396	5.69837268
6293	-8430.833022	670307.294	5.69867644

Tabla 9. Evolución de las presiones y la velocidad registradas en los "report files".

La velocidad de entrada no se ha registrado debido a que, como podemos comprobar en la presión a la entrada, el comportamiento en la entrada es más estable a lo largo de las iteraciones que en la salida, no siendo crítico a la hora de ver en qué iteración parar el cálculo para ahorrar tiempo.

Para ver cuál es la iteración idónea en la que detener el cálculo para las próximas simulaciones vamos a calcular el error relativo que se produce en cada iteración para cada variable, para luego asumir ese error para el resto de los cálculos.

Iteración	InflowP	InflowP.Er	OutflowP	OutflowP.Er	OutflowVel	OutflowVel.Er
1	-27307.85	223.90%	2167327.96	223.33%	5.04707565	-10.98%
2	-26376.3076	212.86%	6748469.95	906.77%	5.04531919	-11.01%
3	-24626.2347	192.10%	9686464.69	1345.08%	5.04438839	-11.03%
4	-22905.7351	171.69%	9912941.08	1378.87%	5.04367171	-11.04%
5	-21237.9523	151.91%	9967908.35	1387.07%	5.04316346	-11.05%
6	-19664.8477	133.25%	9846569.42	1368.96%	5.04278011	-11.06%
...
...
...
498	-8435.07717	0.05%	664806.413	-0.82%	5.08502548	-10.31%
499	-8435.08679	0.05%	664818.228	-0.82%	5.08514707	-10.31%
500	-8435.09676	0.05%	664848.33	-0.81%	5.08526856	-10.31%
501	-8435.10379	0.05%	664865.673	-0.81%	5.08538997	-10.31%
502	-8435.10817	0.05%	664879.511	-0.81%	5.08551139	-10.30%
503	-8435.10994	0.05%	664897.131	-0.81%	5.08563281	-10.30%
504	-8435.10877	0.05%	664930.966	-0.80%	5.08575411	-10.30%
...
...
...
6290	-8430.82888	0.00%	670302.97	0.00%	5.69776515	-0.02%
6291	-8430.83033	0.00%	670304.201	0.00%	5.69806892	-0.01%
6292	-8430.83166	0.00%	670305.34	0.00%	5.69837268	-0.01%
6293	-8430.83302	0.00%	670307.294	0.00%	5.69867644	0.00%

Tabla 10. Evolución de los errores relativos de las presiones y la velocidad.

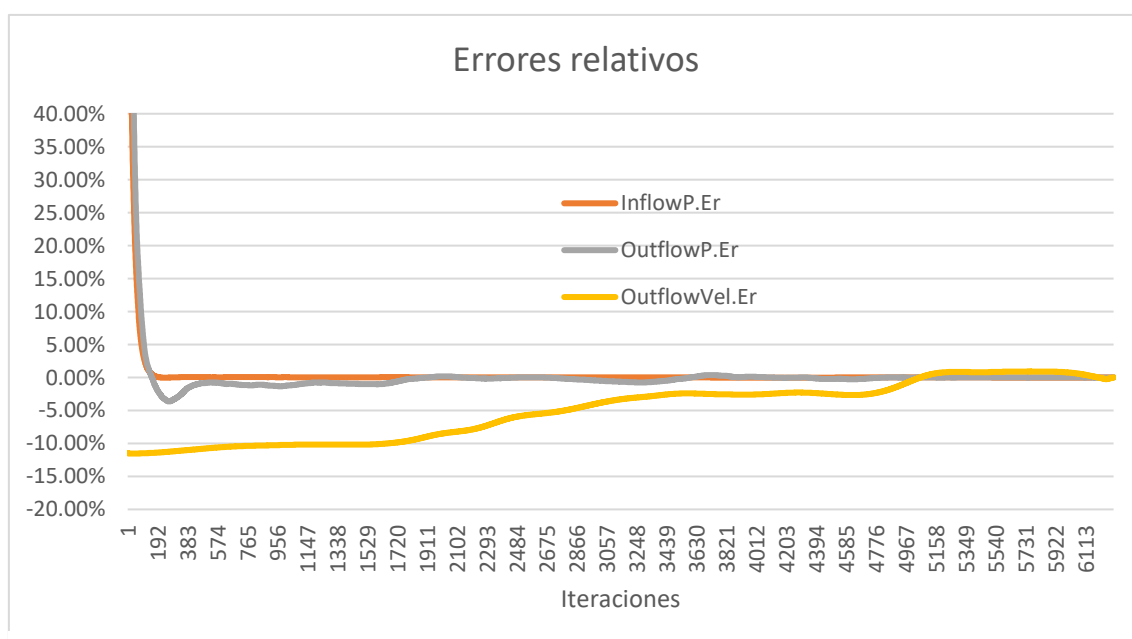


Fig 136. Evolución de los errores relativos de las presiones y la velocidad.

Al representar los errores relativos gráficamente apreciamos como la presión de entrada se estabiliza rápidamente antes de las 200 primeras iteraciones, rondando ya el 0% de error relativo. La presión de salida tiene más fluctuación, pero esta adquiere valores bajos de error relativo antes de las 500 iteraciones. Y, por su parte, la velocidad de salida es la que más tarda en estabilizarse, pero la variación de la velocidad influye en menor medida sobre la altura de la bomba que la presión como a continuación demostramos.

Cálculo del error de altura en la iteración 500 con velocidades exactas

Error en las presiones:

- InflowP.Er = 0.05%
- OutflowP.Er = -0.81%

$$H_{util} = \frac{5.69^2 - 4.11^2}{2 * 9.8} + \frac{664848.33 - (-8435.1)}{9800} + (0.28) = 69.77 \text{ m}$$

Error relativo de la altura

$$Er_{Hutil} = \frac{70.32 - 69.77}{70.32} * 100 = 0.78\%$$

Cálculo del error de altura en la iteración 500 con presiones exactas

Error en la velocidad:

- Inflow.Vel.Er = 0.00%
- Outflow.Vel.Er = -10.31%

$$H_{util} = \frac{5.09^2 - 4.11^2}{2 * 9.8} + \frac{670247.3 - (-8430.83)}{9800} + (0.28) = 69.99 \text{ m}$$

Error relativo de la altura

$$Er_{Hutil} = \frac{70.32 - 69.99}{70.32} * 100 = 0.47\%$$

Esto nos indica que el error en la velocidad no afecta en tanta medida a la altura como el error en la presión. Podemos ver que con un error del orden del 10% en la velocidad tan solo obtenemos un error relativo de 0.47% en la altura, mientras que con un error de menos del 1% en las presiones ya obtenemos un error relativo de 0.78% en la altura, es decir, casi el doble de error.

Esto nos muestra que podemos dejar más de lado el error en la velocidad a la hora de parar la simulación anticipadamente, asumiendo el error que se comete. En cambio, sí es necesario que el error en las presiones sea mínimo. De esta forma es coherente realizar simulaciones de 500 iteraciones, ya que a partir de ese punto el error relativo de las presiones ya no supera el valor de 1.32%, siendo en las 500 iteraciones de 0.81%.

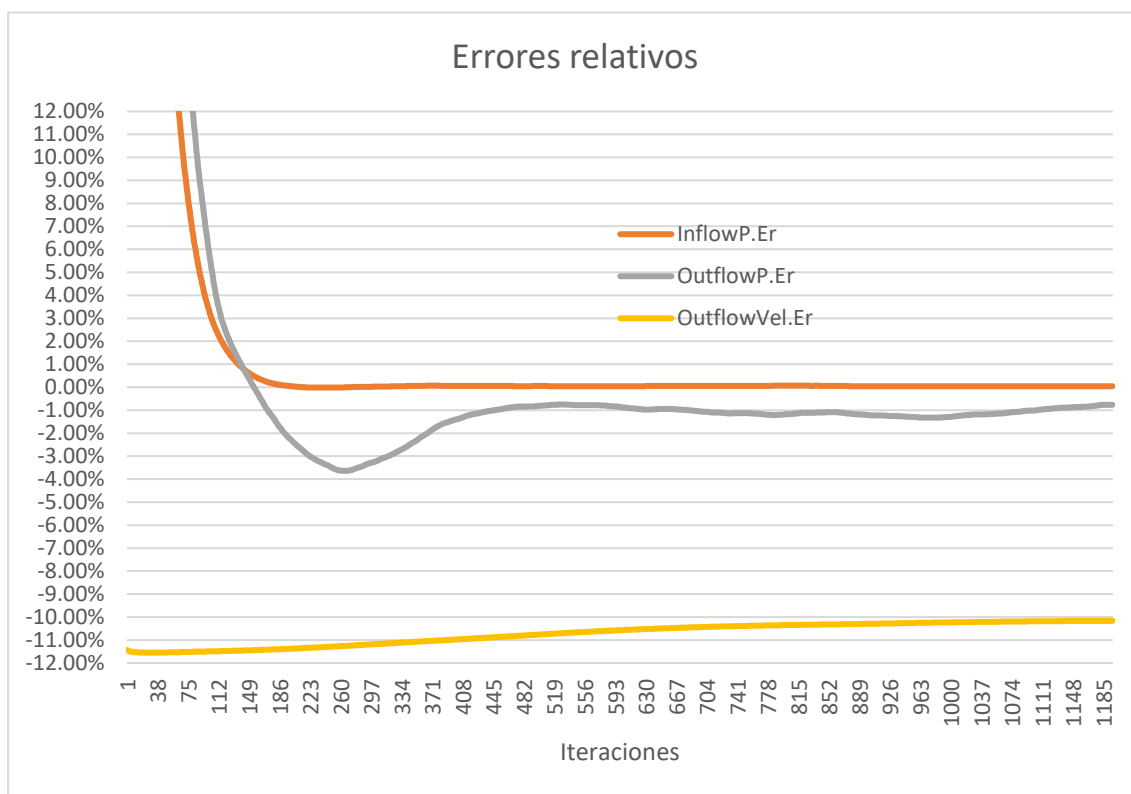
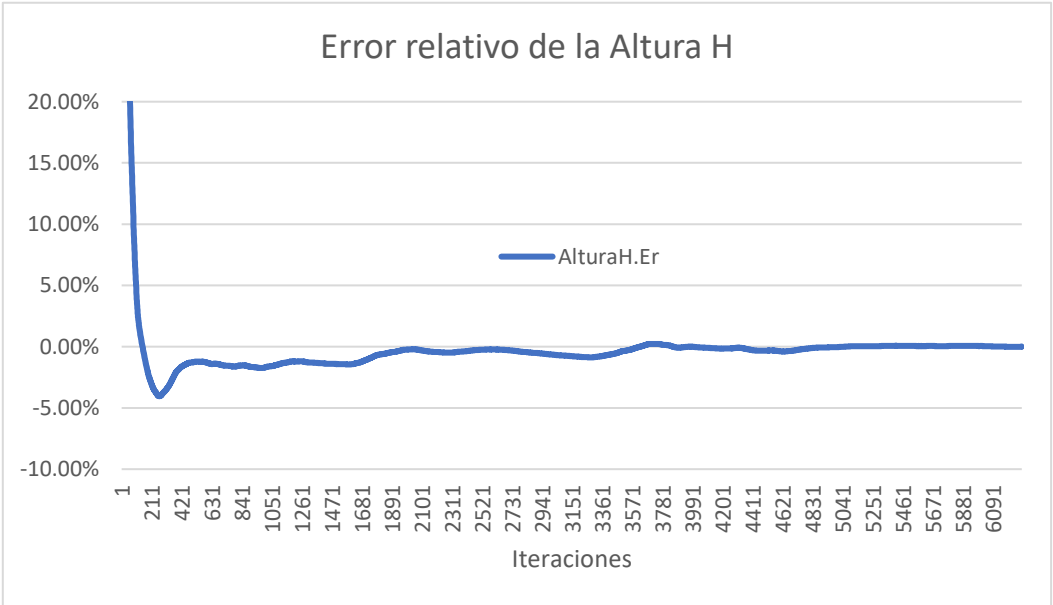


Fig 137. Evolución de los errores relativos de las presiones y la velocidad en las primeras 1200 iteraciones.

Para reafirmar que es conveniente realizar simulaciones de solo 500 iteraciones vamos a calcular la altura generada para cada iteración y su error relativo.

Iteración	Altura H (m)	AlturaH.Er
1	224.659783	219.42%
2	692.027292	883.93%
3	991.643616	1309.92%
4	1014.57752	1342.53%
5	1020.01598	1350.26%
6	1007.47374	1332.43%
...
...
497	69.4323626	-1.28%
498	69.4350625	-1.28%
499	69.4363322	-1.28%
500	69.4394677	-1.27%
501	69.4413011	-1.27%
502	69.4427765	-1.27%
503	69.4446376	-1.26%
...
...
6290	70.3322526	0.00%
6291	70.3325548	0.00%
6292	70.3328476	0.00%
6293	70.3332236	0.00%

Tabla 11. Evolución de la altura generada por la bomba.



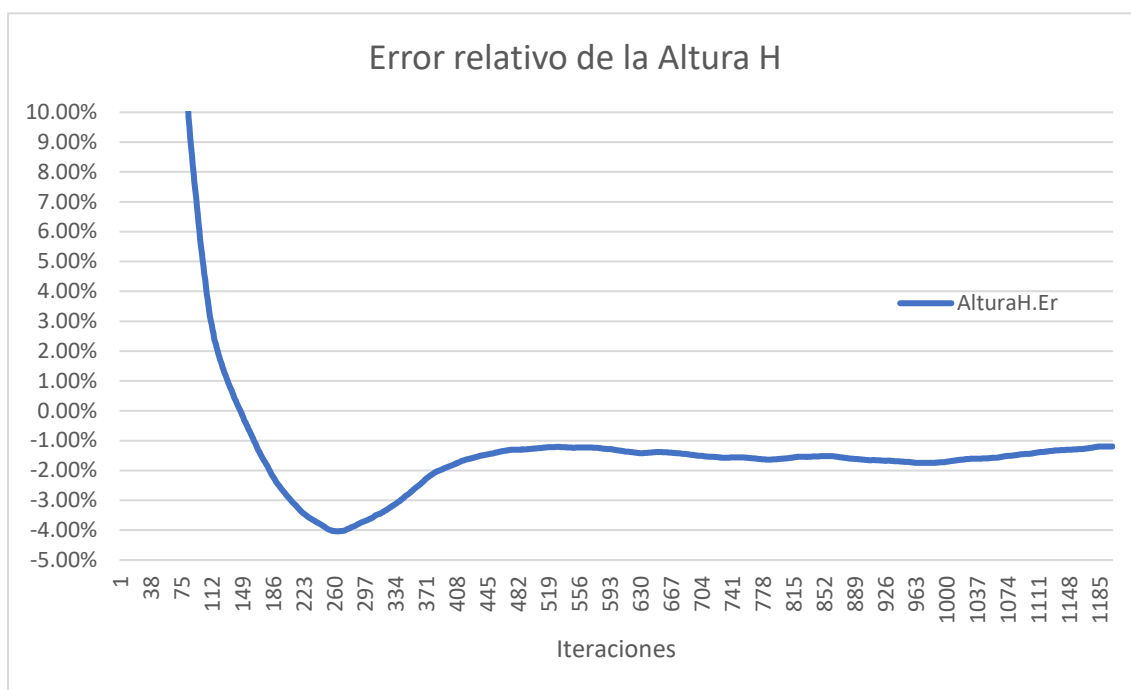


Fig 139. Evolución del error relativo de la altura generada por la bomba en las primeras 1200 iteraciones.

Se aprecia como a partir de las 400 iteraciones el error relativo es siempre inferior al 2% en términos absolutos, de forma que se reafirma que la opción de realizar simulaciones de 500 iteraciones es rentable. Esto supone realizar cada simulación en 13 veces menos de tiempo disminuyendo así el tiempo desde las 6 horas hasta 30 minutos. Se asume un error de entorno al 1.5%, de forma que la altura real será mayor que la obtenida.

Por otra parte, el cálculo lo podemos hacer con diferente resolución de mallado. Sin embargo, debido a las restricciones de la versión de estudiante las resoluciones 6 y 7 no se pueden utilizar por excederse en el número de elementos máximos (512.000), por lo que solo quedan las opciones de resolución 4 y 5 como posibilidades con una calidad aceptable. Tras haber realizado varias simulaciones de 500 iteraciones, el tiempo de cálculo era similar en ambas resoluciones, con tiempos de entorno a los 30 minutos en ambas. A igualdad de tiempos, es mejor realizar los cálculos con el mallado de mayor calidad, por lo tanto, se utilizará la resolución de malla 5.

A partir de este capítulo para todos los procesos de cálculo iterativo se realizarán 500 iteraciones con una resolución de mallado de 5.

8.7.5 Curva Característica Real

Para conocer la curva característica real de la bomba diseñada debemos realizar sucesivas simulaciones con distintos caudales para así obtener la altura que se genera para cada caudal.

Todas las simulaciones que se realizan en este capítulo son de 500 iteraciones y mallado de resolución 5. En la siguiente tabla se muestran todos los datos obtenidos de las 23 simulaciones realizadas y se representa un muestreo de estos datos con los que obtener la curva característica.

M (kg/s)	Q (m ³ /h)	H (m)	Pin (Pa)	Pout (Pa)	Vin (m/s)	Vout (m/s)
8.33	30	74.71	-515.67	728407.60	1.00	1.38
11.11	40	73.66	-751.60	717697.90	1.22	1.67
13.89	50	72.58	-1115.05	706537.80	1.49	1.98
16.67	60	71.86	-1578.67	697281.40	1.77	2.30
19.44	70	71.27	-2132.56	692187.00	2.06	2.63
22.22	80	70.68	-2773.92	685499.50	2.35	2.97
25.00	90	70.71	-3503.00	684685.41	2.65	3.33
27.78	100	70.58	-4316.97	682126.80	2.94	3.68
30.56	110	70.40	-5217.67	679081.60	3.23	4.03
33.33	120	70.18	-6204.09	675395.30	3.52	4.38
36.11	130	69.79	-7276.38	669991.31	3.82	4.73
38.89	140	69.44	-8435.14	664842.10	4.11	5.09
41.67	150	68.86	-9676.70	657371.60	4.40	5.43
44.44	160	68.46	-11010.86	651467.00	4.70	5.78
47.22	170	67.86	-12428.68	643501.00	4.99	6.14
50.00	180	67.12	-13932.95	634034.10	5.28	6.49
52.78	190	66.25	-15521.90	623187.70	5.58	6.84
55.56	200	65.17	-17197.87	610102.10	5.87	7.19
58.33	210	64.04	-18959.80	596392.90	6.16	7.54
61.11	220	62.77	-20808.23	581232.80	6.46	7.90
63.89	230	61.37	-22741.21	564693.30	6.75	8.25
66.67	240	60.05	-24762.19	548733.40	7.04	8.61
69.44	250	59.20	-26866.12	537101.50	7.34	8.99

Tabla 12. Evolución de la altura, presiones y velocidades en función del caudal o flujo másico.

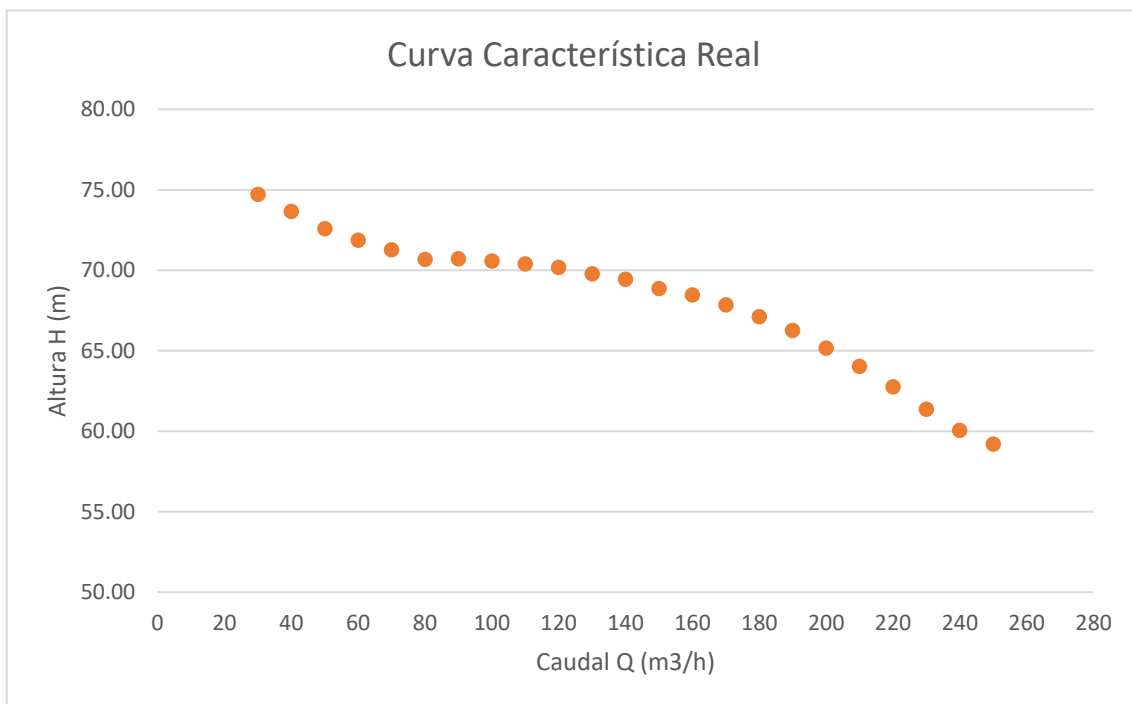


Fig 140 Muestreo de la curva característica real.

Podemos observar en el gráfico como la curva tiene un comportamiento lógico a partir de los 80 m³/h generando una parábola de una función cuadrática negativa. Sin embargo, en los caudales más bajos observamos un aumento de la altura que no es propio del comportamiento de una bomba centrífuga. En esta zona de bajos caudales se producen pérdidas por choques (véase Sec. 5.5.2) al estar funcionando la bomba con un caudal para el que no ha sido diseñada y el programa no es capaz de interpretar estos choques de forma que obtenemos falsas alturas.

Para un buen análisis de estos datos debemos prescindir de estas alturas que nos pueden modificar la curva característica real. Una vez con las muestras más representativas, añadimos una tendencia al muestreo obtenido para obtener la función cuadrática a la que obedece la curva característica real.

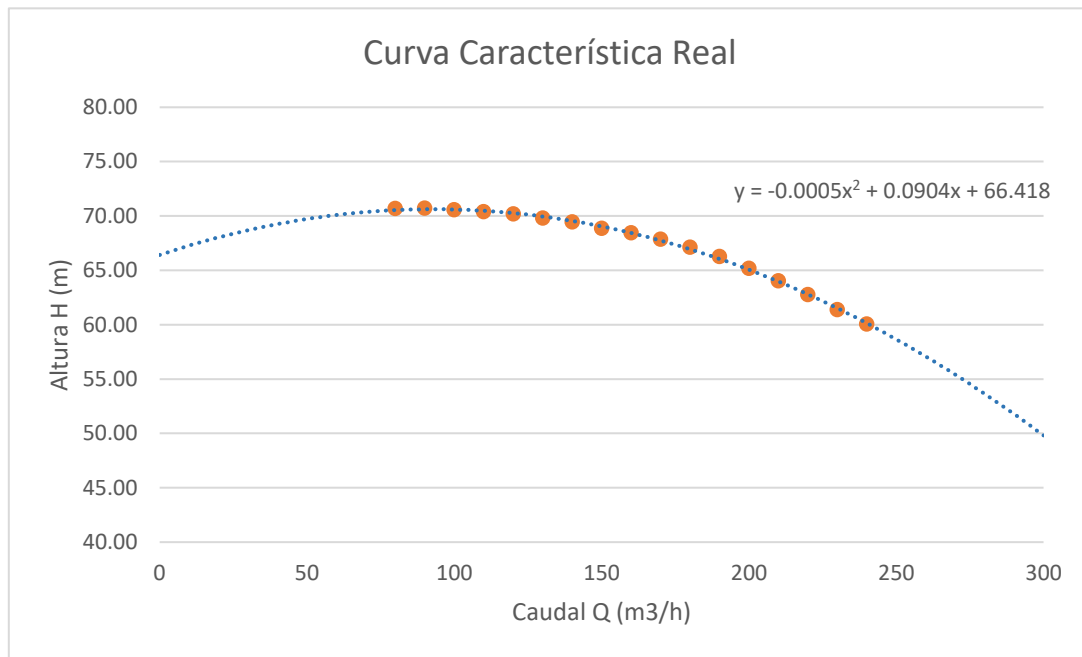


Fig 141. Curva característica real con su curva de tendencia representada.

La curva de tendencia que define la curva característica es:

$$H = -0.0005 * Q^2 + 0.0904 * Q + 66.418$$

Quedando definidos:

- $\text{Coef}_2 = -0.0005$
- $\text{Coef}_1 = 0.0904$
- $\text{Coef}_0 = 66.418$

Se trabaja con decimales tan pequeños debido a que esta curva está calculada para el caudal en m^3/h mientras que la curva característica ideal se calculó para el caudal en m^3/s .

Una vez definida la curva se procede a determinar las constantes de las pérdidas interiores originadas.

Primero vamos a calcular la A y B de la curva característica ideal en m^3/h para después terminar de calcular las constantes con las que poder realizar un dimensionamiento más exacto y cercano al definitivo

$$A = 116.15 \quad B = 557.02 / .3600 = 0.15473$$

$$Cte_3 = Coef_2 = -0.0005$$

$$Cte_4 - B = Coef_1 = 0.0904 \rightarrow Cte_4 = 0.0904 + B = 0.0904 + 0.15473 = 0.24513$$

$$A - Cte_5 = Coef_0 = 66.418 \rightarrow Cte_5 = A - 66.418 = 116.15 - 66.418 = 49.732$$

Una vez calculadas estas constantes, tenemos una forma de cuantificar las pérdidas antes del dimensionamiento, de forma que podemos incluirlas en la curva característica y redimensionar la bomba teniendo en cuenta estas pérdidas para poder acercarnos más al punto de funcionamiento objetivo ($Q=140 \text{ m}^3/\text{h}$, $H=90\text{m}$).

8.7.6 Pérdidas y Rendimiento

Debida a la poca curvatura e inclinación que tiene la curva característica real, podemos ver que hay pocas pérdidas por fricción y turbulencias (manométricas) en comparación a las pérdidas por recirculación (volumétricas), que son las más importantes en nuestra bomba. Esto nos debe guiar en el redimensionamiento para tratar de alcanzar un equilibrio.

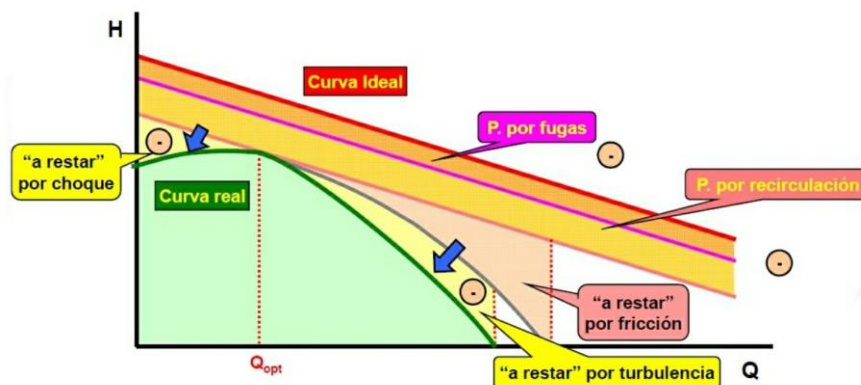


Fig 142. Curva real con pérdidas volumétricas y manométricas.

Aunque siempre, en última instancia, deberemos seguir las indicaciones de los resultados, antes de llegar a ellos se va a optar por un diseño en el que se estreche el paso del flujo, para disminuir el efecto de la recirculación, a pesar de aumentar la fricción. Esto se conseguirá estrechando el paso a la vez de aumentando el número de álabes para que se minimice la recirculación. En el siguiente capítulo quedarán determinados los parámetros finales que más convengan.

9. Rediseño del rodete

El análisis de los resultados permite al diseñador tomar decisiones, ya sean para confirmar las medidas tomadas con antelación, o para percatarse de errores cometidos y poder modificarlos. En el rediseño se va a proponer otra geometría una vez ya tenemos estimadas las pérdidas, obteniendo una curva característica real que calcularemos antes de realizar ninguna simulación en el software. Después se van a realizar una simulación para comprobar que la bomba se encuentra cerca de su punto objetivo de trabajo y una vez estamos cerca de ese punto, se modifican el resto de los parámetros como los ángulos de entrada y salida, el número de álabes o el diámetro de entrada para conseguir una mayor eficiencia en el bombeo y aproximarse con más exactitud al punto de funcionamiento que se busca.

9.1 Modificación general del rodete.

Para conseguir obtener una curva característica que se acerque al punto de trabajo de 90 m de altura con 140 m³/h de caudal vamos a necesitar de las constantes representativas de las pérdidas ya calculadas (Sec. 8.7.5). Con ellas se van a calcular los coeficientes A y B necesarios para encontrar la curva característica que queremos.

$$Cte_3 = -0.0005 \quad Cte_4 = 0.2451 \quad Cte_5 = 49.732$$

$$Coef_2 = Cte_3 = -0.0005$$

$$Coef_1 = Cte_4 - B = 0.2451 - B$$

$$Coef_0 = A - Cte_5 = A - 49.732$$

$$\text{Curva característica real estimada: } Coef_2 * Q^2 + Coef_1 * Q + Coef_0 = 0$$

9.1.1 Redimensionamiento del rodete

De igual forma que en el capítulo *Ajuste de los parámetros iniciales del rodete* (Sec. 6.5) se va a tantear (con criterio) las dimensiones del rodete para obtener unos valores de A y B que permitan alcanzar la altura deseada.

- Diámetros de entrada y salida, D_1 y D_2 .

El diámetro de salida se aumenta ya que afecta directamente a la altura obtenida, haciendo crecer al coeficiente A. Además, para mantener la relación propuesta de D_2/D_1 (Sec. 6.2) cercana a su valor inicial, 2.35, se va a aumentar también el diámetro D_1 .

$$D_2 = 250 \text{ mm} \rightarrow D'_2 = 275 \text{ mm}$$

$$D_1 = 110 \text{ mm} \rightarrow D'_1 = 120 \text{ mm}$$

- Anchura del rodete, b_1 y b_2 .

Como hemos visto que había mucho efecto de recirculación en comparación a las pérdidas por fricción que sufría la bomba en el primer diseño, se ha optado por estrechar el rodete para mejorar este equilibrio. Siempre hay que tener en cuenta que el área de entrada y salida sea similar para no aumentar pérdidas indeseadas por un efecto Venturi dentro del rodete innecesario.

$$b_2 = 15 \text{ mm} \rightarrow b'_2 = 12 \text{ mm}$$

$$b_1 = 30 \text{ mm} \rightarrow b'_1 = 28 \text{ mm}$$

- Ángulo de entrada, β_1 .

El ángulo β_1 también hay que modificarle, debido a restricciones geométricas del rodete. Debido al aumento del diámetro de salida, hay que aumentar el ángulo de entrada para que el álabe pueda seguir una dirección continua y encontrar salida en el rodete, de no ser así no podrían permanecer tangentes los arcos que forman los álaves.

$$\beta_1 = 21^\circ \rightarrow \beta'_1 = 28^\circ$$

- Número de álaves, z .

También para disminuir el efecto de la recirculación, aunque se aumenten las pérdidas por fricción, se decide aumentar el número de álaves.

$$z = 8 \rightarrow z' = 10$$

El dimensionado del rodete queda como indica la siguiente tabla.

D1'	120
D2'	275
b1'	28
b2'	12
β_1'	28
β_2'	25
k2	0.965
Z'	10

Tabla 13. Dimensiones del rodete después de su rediseño.

9.1.2 Curva característica real estimada

Con estos cambios se modifican los coeficientes A y B que pasan a ser:

$$A = 116.15 \rightarrow A' = 146.78$$

$$B = \frac{557.02}{3600} = 0.15473 \rightarrow B' = \frac{727.19}{3600} = 0.201997$$

La curva característica real estimada es la siguiente

$$Coef_2 = Cte_3 = -0.0005$$

$$Coef_1 = Cte_4 - B = 0.2451 - 0.201997 = 0.043103$$

$$Coef_0 = A - Cte_5 = 146.78 - 49.732 = 97.048$$

$$-0.0005 * Q^2 + 0.043103 * Q + 97.048 = 0$$

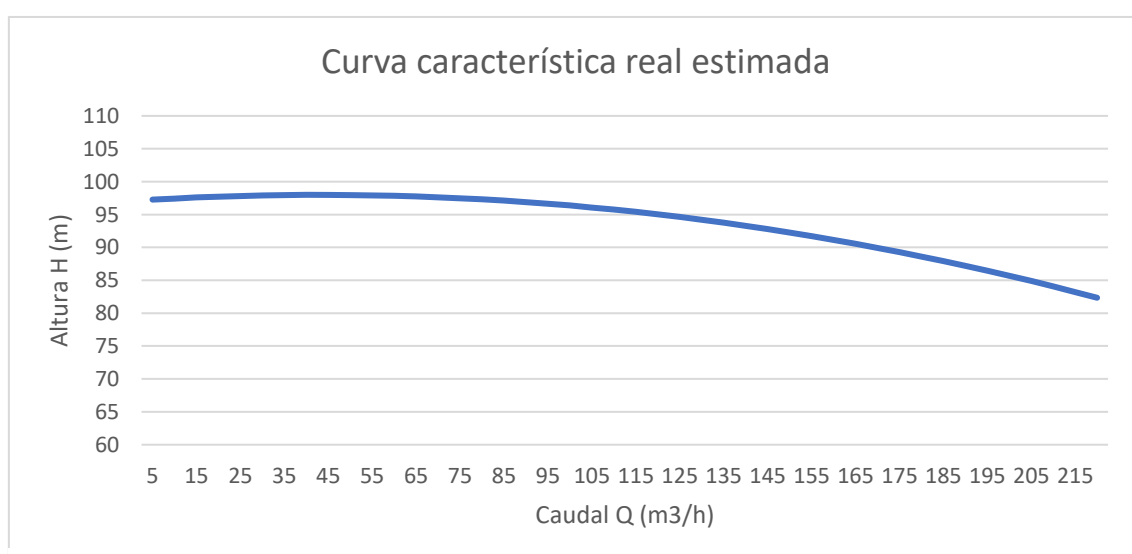


Fig 143. Curva característica real estimada.

Se estima una altura de 93.29 m para el caudal de 140 m³/h. Se ha sobredimensionado un poco debido a que, al trabajar con mayores alturas, se espera que aumenten también las pérdidas y la altura final quede por debajo de los 90 metros para después reajustar los valores. El hecho de haber movido el equilibrio hacia unas pérdidas mayores de fricción hace que se espere una curva con más pendiente en caudales elevados.

9.1.3 Simulación en Ansys y resultados

Una vez determinadas las nuevas dimensiones del rodete, se modifican sus parámetros en Excel, que, al estar vinculado con los archivos de Inventor, cambian el diseño al instante. También se modifica la voluta y una vez obtenido el nuevo ensamblaje, se sigue el mismo procedimiento de exportar en formato STEP, importar geometría en Ansys, crear el mallado y configurar el software de Fluent.

Después de la primera simulación de 1000 iteraciones con esta geometría, obtenemos los siguientes resultados:

M (kg/s)	Q (m ³ /h)	Pin (Pa)	Pout (Pa)	Vin (m/s)	Vout (m/s)	H (m)
38.88	140	-8446.44	813973.70	4.11	5.07	84.65

Tabla 14. Resultados de la primera simulación de 1000 iteraciones después del redimensionamiento.

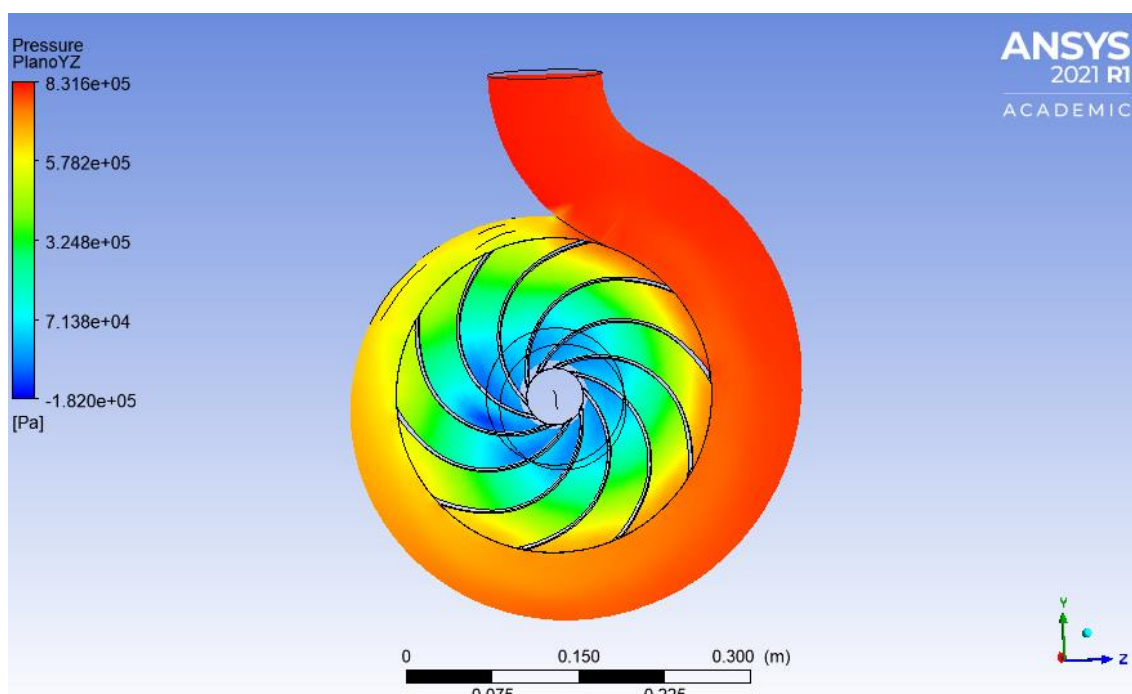


Fig 144. Distribución de presiones de la primera simulación después del redimensionamiento.

Vemos como se ha alcanzado una altura de 84.65 metros, que está por debajo de los 90 metros objetivo como estaba previsto. En la distribución de presiones vemos como las presiones mínimas ya no son tan bajas como en la anterior simulación. Se ha pasado de alcanzar valores de -2.2 bares a valores de -1.82 bares, que, a pesar de ser valores irreales (Sec. 8.7.1), demuestran que se ha disminuido el efecto de recirculación como se buscaba. Lo que no se ha terminado de corregir es el efecto pulsante debido a que no son iguales las condiciones de presión en todos los álabes, aunque este efecto se ha disminuido.

9.2 Modificación del diámetro de entrada, D_1 .

El diámetro de entrada es una dimensión que no afecta teóricamente a la altura obtenida, ya que al suponer una entrada del fluido $\alpha_1=90^\circ$, no afecta al cálculo matemático de la altura. Sin embargo, al realizar modificaciones del diámetro de entrada, vemos como sí que afecta a la altura obtenida, y esto se debe puramente a la eficiencia de la entrada del fluido dentro del rodete. En función del diámetro, D_1 y del ángulo, β_1 , se puede conseguir que el fluido entre de forma tangencial al álabe (Sec. 5.6.1) eliminando con ello choques y pérdidas.

D1 (mm)	Q (m3/h)	Pin (Pa)	Pout (Pa)	Vin (m/s)	Vout (m/s)	H (m)
110	140	-8401.399	811274.4	4.102463	5.04	84.36
120	140	-8446.348	808034.8	4.112427	5.04	84.03
130	140	-8479.937	803407.2	4.117523	5.03	83.55
140	140	-8543.946	802465.8	4.128526	5.03	83.46

Tabla 15. Resultados obtenidos con la variación del diámetro de entrada, D_1 .

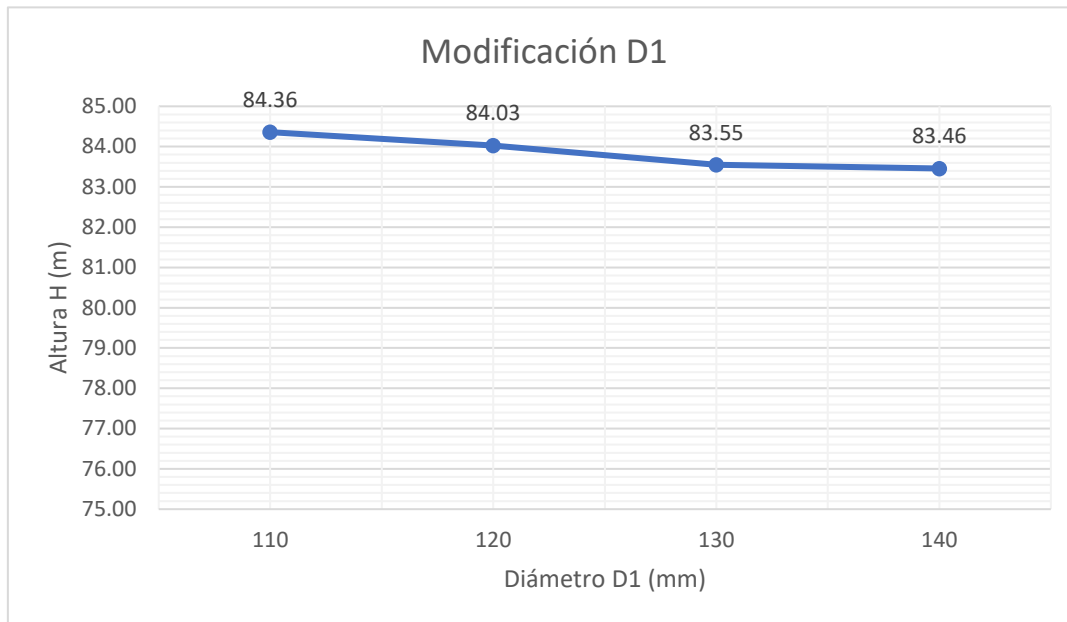


Fig 145. Gráfico de la evolución de la altura en función del diámetro de entrada, D1.

Vemos como las variaciones no son muy grandes, debido a que no es un cambio radical en el diseño del rodete. Sin embargo, se aprecia que el diámetro más eficiente es el menor de 110mm.

$$D'_1 = 120mm \rightarrow D''_1 = 110mm$$

9.3 Modificación del número de álabes, Z.

A mayor número de álabes, se está más cerca del flujo unidimensional ideal (Sec. 5.6.3), pero aumenta el rozamiento del fluido con los álabes, ¿cómo podemos calcular el punto de equilibrio?

El cálculo del número de álabes se realiza experimentalmente, y los programas de elementos finitos permiten realizar de alguna forma estos diseños experimentales con un coste mucho más bajo.

Tras realizar simulaciones para números distintos de álabes en el rodete, obtenemos los siguientes resultados:

Z	Q (m ³ /h)	Pin (Pa)	Pout (Pa)	Vin (m/s)	Vout (m/s)	H (m)
6	140	-8435.618	741651.1	4.109	5.022	77.24
8	140	-8442.623	777202.3	4.111	5.037	80.88
10	140	-8446.348	808034.8	4.112	5.036	84.03
12	140	-8447.605	825422.1	4.112	5.022	85.79
14	140	-8448.125	792032.7	4.112	5.030	82.39

Tabla 16. Resultados obtenidos de la variación del número de álabes en el rodete.

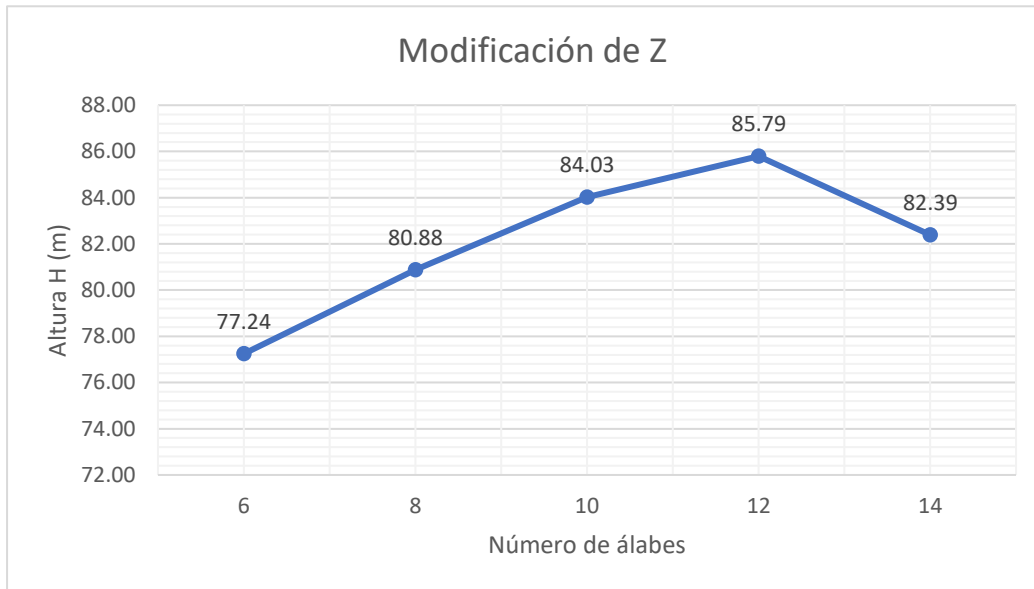


Fig 146. Gráfico de las alturas obtenidas en función del número de álabes.

Comprobamos con las simulaciones que el número de álabes más eficiente para la bomba es 12 al conseguir aumentar la altura de la bomba hasta los 85.79 metros.

$$z' = 10 \rightarrow z'' = 12$$

Al modificar el número de álabes también se modifica el factor de disminución de trabajo. El valor del ángulo β_2 es calculado en los próximos capítulos.

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{1.2 * (1 + \sin \beta_2)}{z * \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right]}} = \frac{1}{1 + \frac{1.2 * (1 + \sin(29^\circ))}{12 * \left[1 - \left(\frac{110}{275}\right)^2\right]}} = 0.8498$$

Vemos como la aproximación de Stepanoff no queda lejos de lo obtenido.

$$z \approx \frac{\beta_2}{3} = \frac{29}{3} = 9.66 \approx 10$$

Mientras que la aproximación nos da como resultado 10 álabes, experimentalmente vemos como es preferible 12 álabes.

9.4 Modificación del ángulo de entrada, β_1 .

Para un diámetro de entrada determinado, hay un ángulo β_1 para el cual la velocidad de entrada del fluido relativa a los álabes es tangencial a los mismos, de forma que se minimizan las pérdidas por choques. El rodete diseñado con este ángulo conseguirá una mayor altura útil debido a la mayor eficiencia de la entrada del fluido.

Tras realizar simulaciones con diferentes ángulos de entrada obtenemos los siguientes resultados.

β_1 (°)	Q (m ³ /h)	Pin (Pa)	Pout (Pa)	Vin (m/s)	Vout (m/s)	H (m)
28	140	-8431.913	839852.800	4.1098	5.0418	87.27
29	140	-8432.425	840853.227	4.1097	5.0399	87.38
30	140	-8432.970	842344.902	4.1100	5.0311	87.52
31	140	-8430.126	838616.000	4.1095	5.0272	87.14
32	140	-8432.946	836902.100	4.1100	5.0289	86.97
34	140	-8432.125	835108.900	4.1099	5.0258	86.78
37	140	-8431.729	835841.700	4.1098	5.0252	86.86

Tabla 17. Resultados obtenidos con la variación del ángulo de entrada, β_1 .

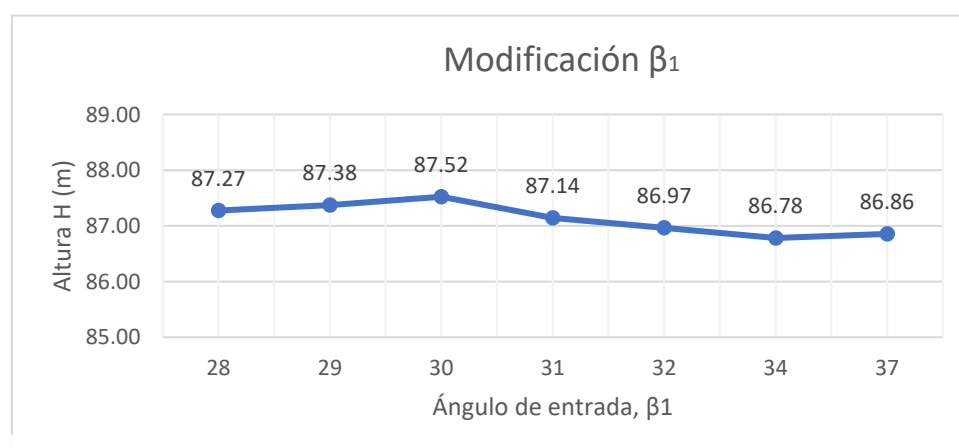


Fig 147. Gráfico de las alturas obtenidas en función del ángulo de entrada, β_1 .

Las variaciones del ángulo de entrada se han realizado con el diámetro de entrada definitivo, de 110 mm y con el número de álabes definitivo, 12. Vemos como la variación de alturas en función del ángulo es menor que la obtenida con el cambio del número de álabes ya que la modificación es menor. Sin embargo, tras estas modificaciones ya nos encontramos más cerca de obtener la altura objetivo de 90 metros para el caudal de 140 m³/h.

$$\beta_1' = 28^\circ \rightarrow \beta_1'' = 30^\circ$$

9.5 Modificación del ángulo de salida. β_2 .

Con el objetivo de regular la altura de salida y acercarse al punto de funcionamiento buscado, se puede actuar sobre el ángulo β_2 . En este caso modificar este ángulo, aunque sí que afecta a la eficiencia de trabajo de la bomba, afecta directamente al cálculo teórico de la altura, de forma que se modifica el coeficiente B de la curva característica. Es decir, el aumento de altura que se produce con el aumento de β_2 no es un aumento directo de la eficiencia del bombeo, sino una modificación de la forma de trabajo.

El hecho de aumentar el ángulo β_2 tiene límites, y en este caso, para mantener una continuidad entre los arcos que forman los álabes, tenemos una limitación geométrica por la que no podemos superar el valor de 30° sin modificar la geometría intermedia de los álabes. Es este el motivo por el que se realizan simulaciones desde los 25° hasta los 30°.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

β_2 (°)	Q (m ³ /h)	Pin (Pa)	Pout (Pa)	Vin (m/s)	Vout (m/s)	H (m)
25	140	-8434.348	841960.5	4.110	5.024	87.48
26	140	-8433.949	849221.2	4.110	5.035	88.23
27	140	-8435.297	853257.5	4.112	5.030	88.64
28	140	-8434.892	856273.2	4.110	5.033	88.95
29	140	-8437.974	860100.8	4.111	5.034	89.34
30	140	-8435.599	854620.4	4.110	5.022	88.77

Fig 148. Resultados obtenidos con la variación del ángulo de salida, β_2 .

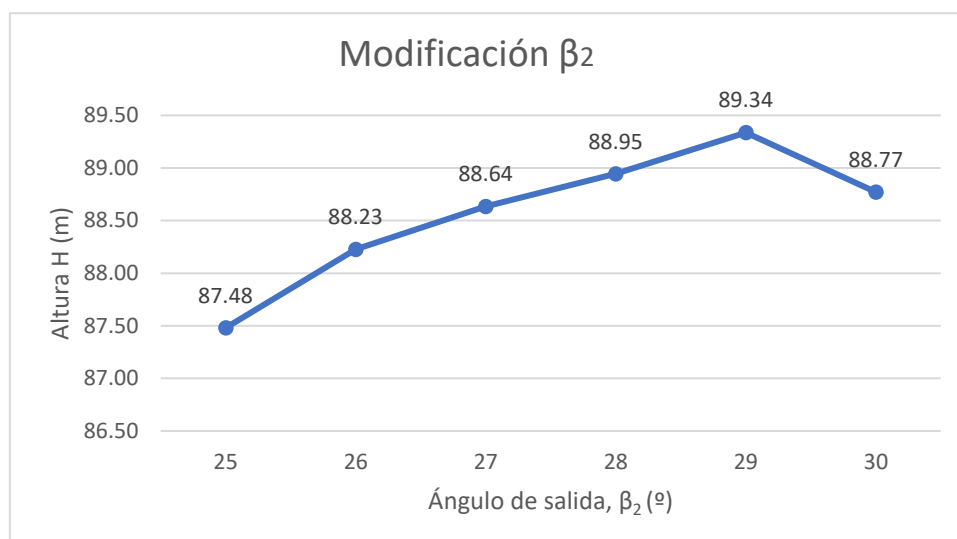


Fig 149. Gráfico de las alturas obtenidas en función del ángulo de salida, β_2 .

Vemos como al llegar a 30° la altura alcanzada disminuye. Esto se debe a que, a pesar de aumentar la altura teórica, aumentan en mayor proporción las pérdidas por fricción, de forma que no compensa este aumento del ángulo β_2 . Al aumentar β_2 , también aumenta el grado de reacción (Sec. 5.6.2), y aumenta la proporción de altura dinámica respecto a la altura de presión, lo que aumenta las pérdidas por fricción, aunque mientras se esté por debajo de 30° , estas pérdidas no serán excesivas.

Con los resultados obtenidos se decide utilizar como ángulo de salida los 29° .

$$\beta'_2 = 25^\circ \rightarrow \beta''_2 = 29^\circ$$

Alcanzamos así una altura de 89.34 metros, cerca ya de los 90 metros que se tiene como objetivo. Sin embargo, esta altura se ha alcanzado con una simulación de 500 iteraciones, que suele dar como resultado una altura con un error en torno al 1% (Sec. 8.7.4).

Para este último resultado realizamos la simulación completa hasta conseguir la conversión en la iteración 4246 y sí conseguimos alcanzar la altura de 90 metros.

Q (m ³ /h)	Pin (Pa)	Pout (Pa)	Vin (m/s)	Vout (m/s)	H (m)
140	-8432.447	868138.99	4.11	5.63	90.48

Tabla 18. Resultados del punto de funcionamiento objetivo.

Se alcanza con estas dimensiones una altura de **90.48 m**.

D1''	110	mm
D2''	275	mm
b1''	30	mm
b2''	12	mm
β_1''	28	gr
β_2''	29	gr
t''	3	mm
k2''	0.958	mm
Z''	12	su

Tabla 19. Dimensiones definitivas del rodete

9.6 Curva característica última

Una vez ya hemos alcanzado el objetivo de los 90 metros para el caudal deseado, realizamos simulaciones con esta geometría definitiva para diferentes caudales, para así obtener una curva característica definitiva de la bomba centrífuga.

Se realizan simulaciones de 500 iteraciones cada 10 m³/h de diferencia y al resultado obtenido se le quitará el error que se produce en las 500 iteraciones ya que tras varias comprobaciones este error permanece prácticamente constante en todas las simulaciones.

El error de la última simulación que se suprimirá de todos los puntos de la curva característica es:

$$Er_{H_{util}} = \frac{90.48 - 89.34}{90.48} * 100 = 1.25\%$$

Los resultados obtenidos de las simulaciones son los siguientes:

Q (m3/h)	H	Pin	Pout	Vin	Vout
80	91.56	-2764.79	878433.8	2.35	2.92
90	91.43	-3495.69	876107.3	2.64	3.27
100	91.40	-4311.75	874543.5	2.94	3.62
110	91.30	-5214.17	872249.0	3.23	3.97
120	91.16	-6202.36	869478.5	3.52	4.32
130	90.85	-7276.69	864921.6	3.82	4.68
140	90.48	-8436.21	859541.7	4.11	5.03
150	90.05	-9682.26	853539.0	4.40	5.39
160	89.48	-11014.24	846108.1	4.70	5.74
170	87.86	-12432.37	828309.3	4.99	6.10
180	86.55	-13937.18	813382.2	5.28	6.47
190	84.23	-15526.98	788477.7	5.58	6.84
200	81.96	-17206.09	763498.7	5.87	7.26
210	80.25	-18970.98	741460.6	6.16	7.99
220	77.31	-20815.78	712477.7	6.46	8.06
230	74.89	-22749.23	685778.0	6.75	8.45
240	71.50	-24769.96	649498.7	7.04	8.86
250	67.75	-26877.03	609460.6	7.34	9.27

Tabla 20. Resultados de las simulaciones del rodete final con diferentes caudales

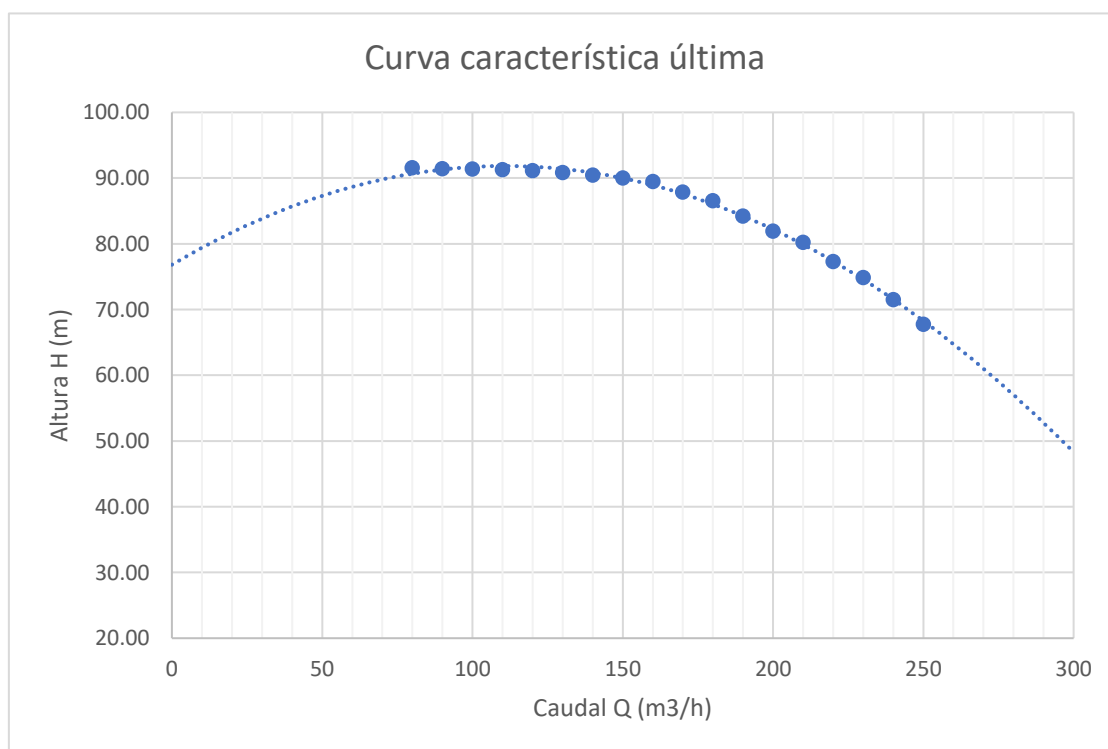


Fig 150. Curva característica última

Se han realizado simulaciones desde los 80 m³/h debido a que con menos caudales las simulaciones no consiguen mostrar la realidad por las ineficiencias y choques, al igual que en la primera curva característica (Sec. 8.7.5).

La curva característica última es:

$$H = -0.0012 * Q^2 + 0.2656 * Q + 76.817$$

La altura de **H=90 m** la conseguimos con un caudal **Q=146.18 m³/h**. Es decir, este es el punto de funcionamiento de la bomba.

Esto supone que se va a aportar un poco más de caudal que el previamente buscado. Sin embargo, al haber un margen para el caudal de un +-5% comprobamos que el punto de funcionamiento sigue dentro de los requisitos.

$$Er_{Hutil} = \frac{146.18 - 140}{146.18} * 100 = 4.23\%$$

Es preferible estar dentro del margen por arriba que, por abajo, ya que, con el uso y desgaste aumentará el rozamiento y la fricción y se perderá altura efectiva. Esto se traduce en una disminución del caudal al no variar la altura de 90 m de la instalación que tiene que salvar la bomba.

En cualquier caso, lo recomendable sería realizar las simulaciones con una versión comercial de Ansys y no con la versión estudiante, para así poder aumentar el número de elementos, y conseguir los resultados más precisos posibles. En el caso de que se alcanzaran resultados con más altura, el punto de funcionamiento para 90 m se vería desplazado hacia la derecha en la curva característica y el caudal sería mayor, sobrepasando así el margen del 5% en el caudal. La solución sería reducir el ángulo β_2 de 29° a 28° para compensar el cambio y acercarse al punto de trabajo óptimo.

9.7 Rendimiento y Potencia

Los rendimientos con los que trabaja el prototipo virtual en las simulaciones son difíciles de calcular, debido a que no sabemos exactamente la cantidad de pérdidas que hay por choque, por turbulencia, por fricción y debemos andar con estimaciones. Lo que sí se puede saber es el rendimiento hidráulico que incumbe a todos los tipos anteriores mediante la diferencia entre la curva ideal para las dimensiones definitivas y la obtenida en las simulaciones.

Pero el problema de no tener los tipos de rendimientos parciales significa que el diseñador no tiene datos concisos de hacia dónde modificar el diseño para mejorar esos rendimientos y debe realizar suposiciones que no siempre son correctas.

Con la curva característica obtenida se aprecia que ha aumentado la pendiente para caudales elevados con respecto a la del primer diseño. Esto nos hace pensar que han aumentado las pérdidas manométricas por fricción y podemos suponer que han disminuido las volumétricas por recirculación, pero debemos comprobarlo.

Si obtenemos la distribución de presiones en el plano YZ central de la bomba simulada vemos como en comparación con la distribución del primer diseño (Sec. 8.7.1) y con la del último diseño antes de las modificaciones (Sec. 9.1.3), además de aumentar la presión más baja a -1.81 bares, se ha conseguido disminuir el efecto pulsante entre los distintos álabes, lo que aumentará la durabilidad de estos. Esta presión más baja, debido a que es un valor irreal, como ya hemos visto, es un valor interpretable que representa la recirculación y turbulencias que están habiendo en el rodete.

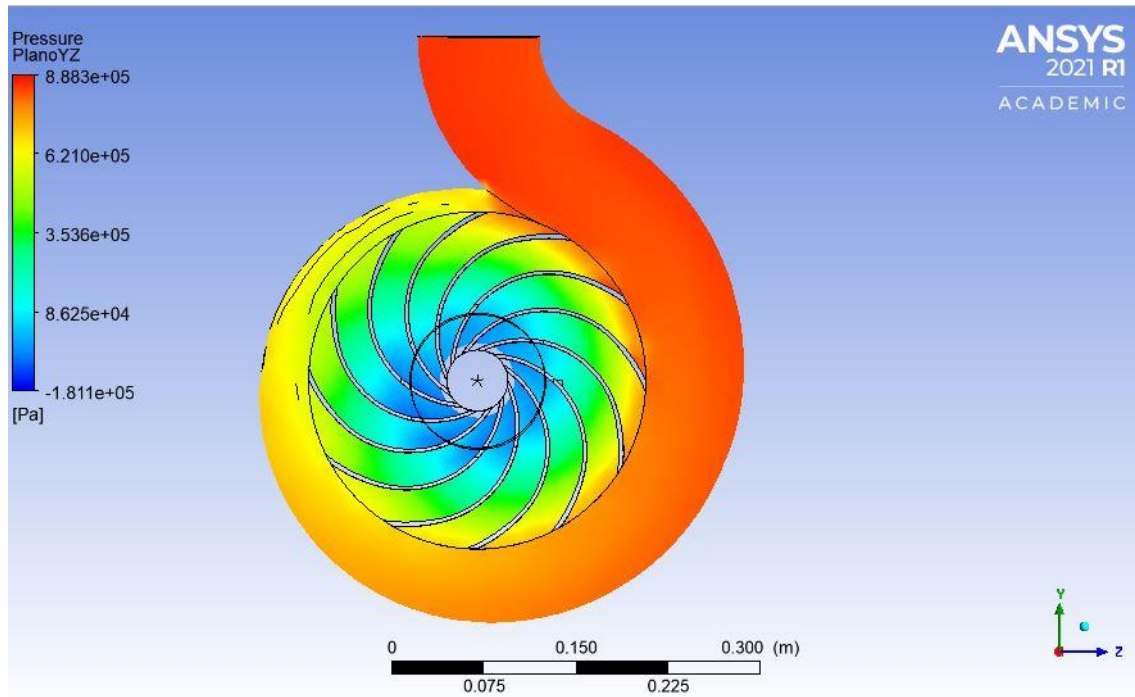


Fig 151. Distribución de presiones en el plano YZ en el diseño final.

Además de haber mejorado la distribución de presiones, se puede comprobar como hay otro factor que, aunque no influye en el rendimiento real de la bomba, sí que influye en el rendimiento calculado, debido a que disminuye la altura de la curva ideal. Durante todo el proyecto se ha supuesto una prerrotación nula del fluido a la entrada del rodete, pero se ha comprobado que existe una pequeña prerrotación como es habitual (Sec. 5.6.1) y se ha estimado que el ángulo de entrada α_1 es de 86° .

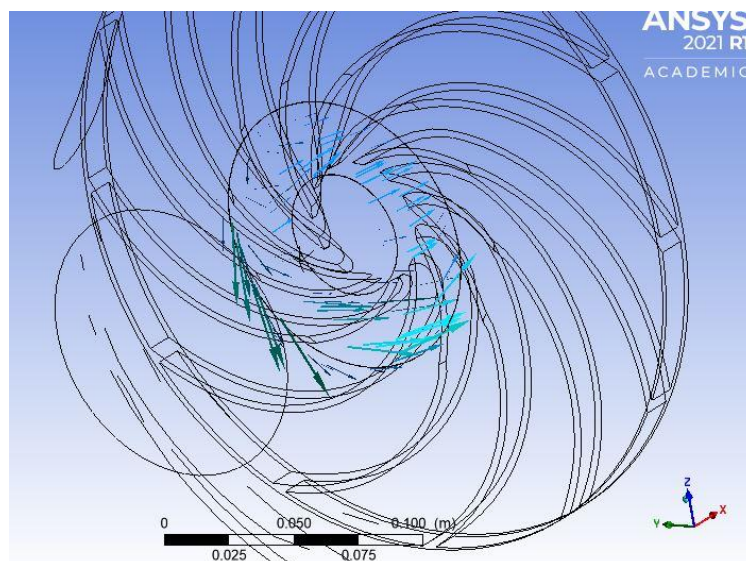


Fig 152. Prerrotación del fluido a la entrada del rodete.

Esto va a hacer que se reduzca la altura teórica debido a la 1ª Ecuación de Euler (Sec. 4.1.3).

$$H_{G.H.} = \frac{u_2 * c_{2u} - u_1 * c_{1u}}{g}$$

Antes al suponer que $\alpha_1=90^\circ$, se anulaba el segundo término que resta, ahora este término irá en función del cos (86°) de forma que reducirá la curva característica ideal.

Con las dimensiones del diseño final, la curva (recta) característica ideal era:

$$H = 177.74 - 772.91 * Q$$

Y debido a la prerrotación inicial, se ha visto reducida la altura más o menos en un 5% para el caudal objetivo y la curva característica queda:

$$H_{Euler} = 177.74 - 969.23 * Q$$

La altura ideal para un caudal de 146.18 m³/h es de 138.38 m.

Una vez en este punto, debemos estimar las pérdidas volumétricas de la bomba como hemos visto al principio del capítulo, para poder deducir las manométricas. Al final el rendimiento hidráulico va a ser el mismo, pero la proporción manométricas/volumétricas puede ser diferente.

Si el rendimiento volumétrico estimado (Sec. 5.4.2) es de 0.93:

$$\eta_{vol} = 0.93 = \frac{Pot_{fluido}}{Pot_{rodete}} = \frac{Q_{bomba}}{Q_{rodete}} = \frac{146.18 \frac{m^3}{h}}{Q_{rodete}}$$

$$Q_{rodete} = 157.18 \frac{m^3}{h}$$

Esto significa que aunque la bomba nos aporte 146.18 m³/h, en realidad el rodete está moviendo en su interior un caudal de 157.18 m³/h.

En la curva ideal este caudal nos da una altura de:

$$H_{Euler} = 177.74 - 969.23 * \frac{157.18}{3600} = 135.42m$$

Con un rendimiento volumétrico del 93%, nos queda el siguiente rendimiento manométrico:

$$\eta_{man} = \frac{H_{util}}{H_{Euler}} = \frac{90}{135.42} = 0.6646$$

Obtenemos un rendimiento manométrico de un 66%, siendo los valores lógicos entre 0.6 y 0.9.

Con estos resultados ya podemos calcular el rendimiento hidráulico de la bomba.

$$\eta_{hidráulico} = \eta_{man} * \eta_{vol} = 0.6646 * 0.93 = 0.618$$

Si contamos con unas pérdidas mecánicas de 0.97, un valor habitual, obtenemos el rendimiento total de la bomba.

$$\eta_{tot} = \eta_{mec} * \eta_{vol} * \eta_{man} = 0.97 * 0.93 * 0.6646 = 0.5995 \approx 0.6$$

Con el diseño actual se obtiene un rendimiento total de la bomba de un **60%**. El rendimiento de las bombas centrífugas puede oscilar entre un 50% y un 80%, por lo que es un rendimiento aceptable, pero se invita en próximos trabajos a desarrollar de una forma continuista este diseño, en busca de modificaciones que aporten una mayor eficiencia de bombeo.

La potencia que desarrolla el fluido, o que el fluido absorbe, es la siguiente:

$$Pot_{util} = \gamma Q_{bomba} H_{util} = 9800 * \frac{146.18}{3600} * 90 = 35814.1W = 35.8141 kW$$

Y la potencia que debe aportar el motor al eje es:

$$Pot_{eje} = \frac{Pot_{util}}{\eta_{tot}} = \frac{\gamma Q_{bomba} H_{util}}{\eta_{mec} * \eta_{vol} * \eta_{man}} = \frac{35.814kW}{0.6} = 59.74kW$$

Se deberá instalar un motor asíncrono de un par de polos que entregue **59.74 kW a 2900 rpm** en su punto de mayor eficiencia con el objetivo de minimizar pérdidas.

9.8 Recorte del rodete

[5] El recorte del rodete (Sec. 5.7.2) es un procedimiento muy útil y ampliamente utilizado por los fabricantes para adaptar la bomba a un punto de funcionamiento determinado. Consiste en limar la parte exterior del rodete para rebajarlo y así conferir a la bomba las características buscadas.

Es una forma de aplicar las leyes de semejanza, pero en la que todos los parámetros de la bomba, excepto el diámetro exterior D_2 , se mantienen inalterados.

Es un procedimiento en el que se consigue versatilidad, pero en contra de perder algo de rendimiento. Por ese motivo la variación del diámetro exterior nunca debe ser mayor al 15% para que el rendimiento no descienda en exceso.

Esta técnica se demuestra para poder dar solución en un mismo diseño a todas las condiciones de trabajo planteadas (Sec. 2.1) en las que la altura del punto de funcionamiento varía entre los 80 y los 90 metros. Para ello se realizan simulaciones con diferentes diámetros de rodete, recortando tan solo los álabes del rodete y dejando intacto el cuerpo del rodete. Los resultados son los siguientes:

Recorte (mm)	D2 (mm)	Q (m ³ /h)	H (m)	Pin (Pa)	Pout (Pa)	Vin (m/s)	Vout (m/s)
0	275	140	90.48	-8437.974	860100.3	4.111	5.034
1	273	140	88.93	-8435.689	845161.4	4.111	5.027
2	271	140	86.78	-8430.975	824301.7	4.110	5.027
3	269	140	84.60	-8435.397	803256.8	4.110	5.025
4	267	140	81.85	-8434.657	776525.1	4.110	5.039

Tabla 21. Resultados obtenidos en función del recorte del rodete.

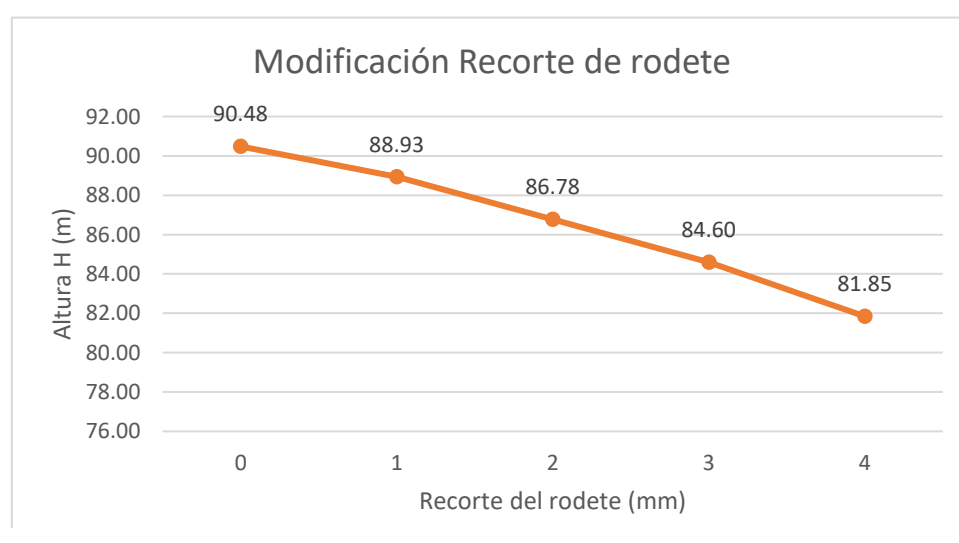


Fig 153. Altura obtenida en función del recorte del rodete aplicado.

Debemos tener en cuenta que un recorte en el rodete de 1mm supone que el diámetro se vea reducido en 2 mm. Vemos que, con un recorte de 4 mm, o una reducción de diámetro de 8mm, se puede reducir la altura desde los 90 a los 81 metros. Por lo tanto, es factible realizar un recorte del rodete para adaptar la bomba a las diferentes condiciones de diseño de entre 80 y 90 metros sin tener que modificar la geometría del rodete.

10. Conclusión

Con la elaboración de este trabajo queda planteada una propuesta de diseño del rodete de una bomba centrífuga para su utilización en los planes hidráulicos del Plan General de Abastecimiento de la región de Cantabria. El punto de funcionamiento para el que se ha diseñado la bomba es para alcanzar alturas de elevación de 90 metros con un caudal de $140 \text{ m}^3/\text{h}$ con un margen de error en el caudal de un $\pm 5\%$.

Tras realizar un diseño inicial en Autodesk Inventor, se realizan las primeras simulaciones en Ansys y se obtienen para el caudal objetivo unas alturas de 70 metros. Esta primera simulación se utiliza para estimar las pérdidas volumétricas y manométricas de la bomba y así poder estimarlas con anticipación en el rediseño del rodete. En los resultados del primer diseño se podía observar en la distribución de presiones las elevadas pérdidas por recirculación y un efecto pulsante de las presiones en las caras de los álabes, lo cual se utiliza para corregir el diseño con el que realizar las siguientes simulaciones.

A continuación, se realiza una segunda iteración del proceso de modelado y simulación y se obtienen resultados más próximos a los buscados obteniendo alturas de 85 metros. Además, se comprueba como han funcionado los cambios aplicados y se puede ver en la distribución de presiones como las pérdidas por recirculación y el efecto pulsante han disminuido.

Una vez situados cerca del punto de trabajo que se busca, se realizan simulaciones modificando los diferentes parámetros característicos del diseño de la bomba centrífuga y se alcanza el punto de funcionamiento objetivo. Se alcanza una altura de 90.48 metros para el caudal de $140 \text{ m}^3/\text{h}$ y se representa la curva característica de la bomba con la que comprobamos que el caudal para la altura de 90 metros es de $146.18 \text{ m}^3/\text{h}$.

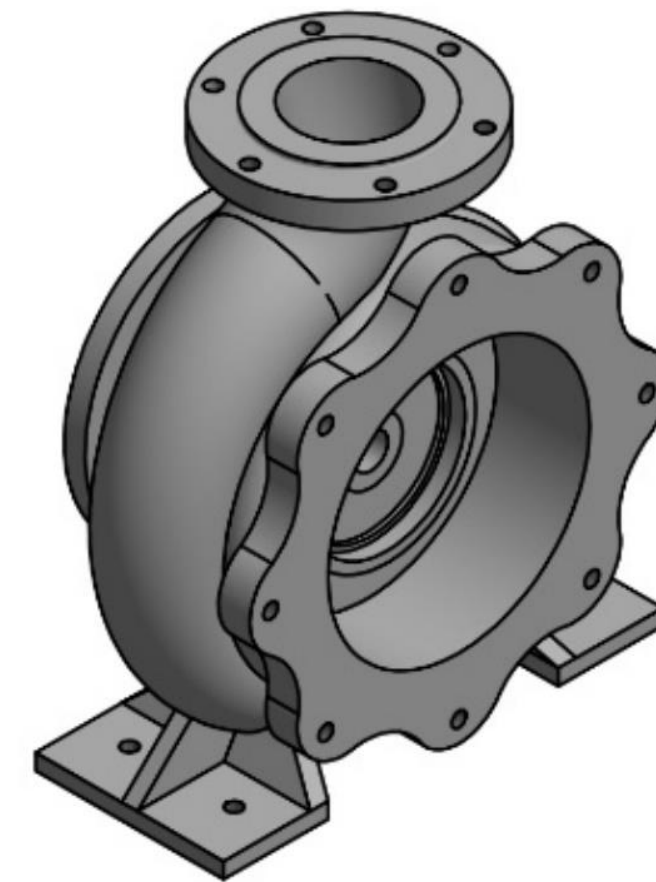
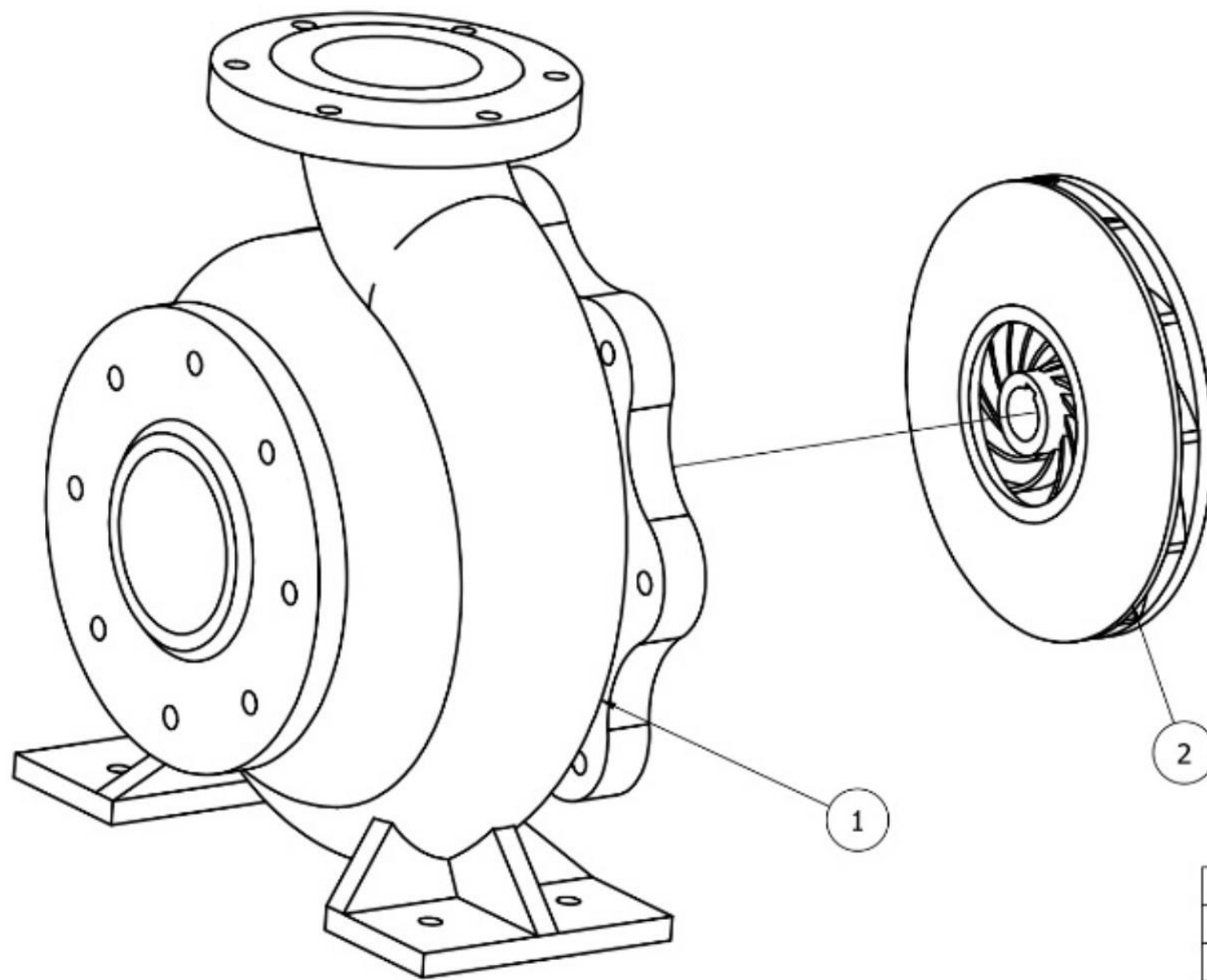
Se obtiene una eficiencia del conjunto de un 60%, lo cuál es un valor aceptable para una bomba centrífuga ya que sus rendimientos totales pueden variar entre el 50% y el 80%. La potencia que se necesita para situar a la bomba en el punto de funcionamiento buscado es de 59.74 kW, siendo entregados por un motor asíncrono a un régimen de giro de 2900 rpm.

Por último, se realizan más simulaciones aplicando la técnica de recorte del rodete, muy utilizada por los fabricantes para adaptar las bombas a puntos de funcionamiento

concretos. Se comprueba así que con un recorte de rodete de 4 mm puedes variar el punto de funcionamiento de la bomba desde los 90 a los 80 metros aumentando con ello la versatilidad en la aplicación del diseño de la bomba sin que el rendimiento se vea afectado en exceso.

Con este trabajo se pone de manifiesto la importancia de los softwares que utilizan el Método de Elementos Finitos para realizar simulaciones con las que se obtienen resultados aproximados, pero muy realistas. Estos programas permiten un gran ahorro de dinero y de tiempo evitando la fabricación de prototipos físicos en las primeras fases de diseño. Además, se ha comprobado como haciendo un análisis de la evolución del cálculo iterativo, se pueden reducir los tiempos de simulación asumiendo un pequeño error. Sin embargo, se ha visto que este pequeño error tiene mucha consistencia en todas las simulaciones, de forma que no afecta al análisis de los resultados.

PLANOS



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MATERIAL
1	1	Carcasa	Fundición de acero
2	1	Rodete	Fundición de acero

Autor:

Javier Fraile Fernández

Fecha

05/07/2021

Universidad de Cantabria



Proyecto de Fin de Master de Ingeniería Industrial

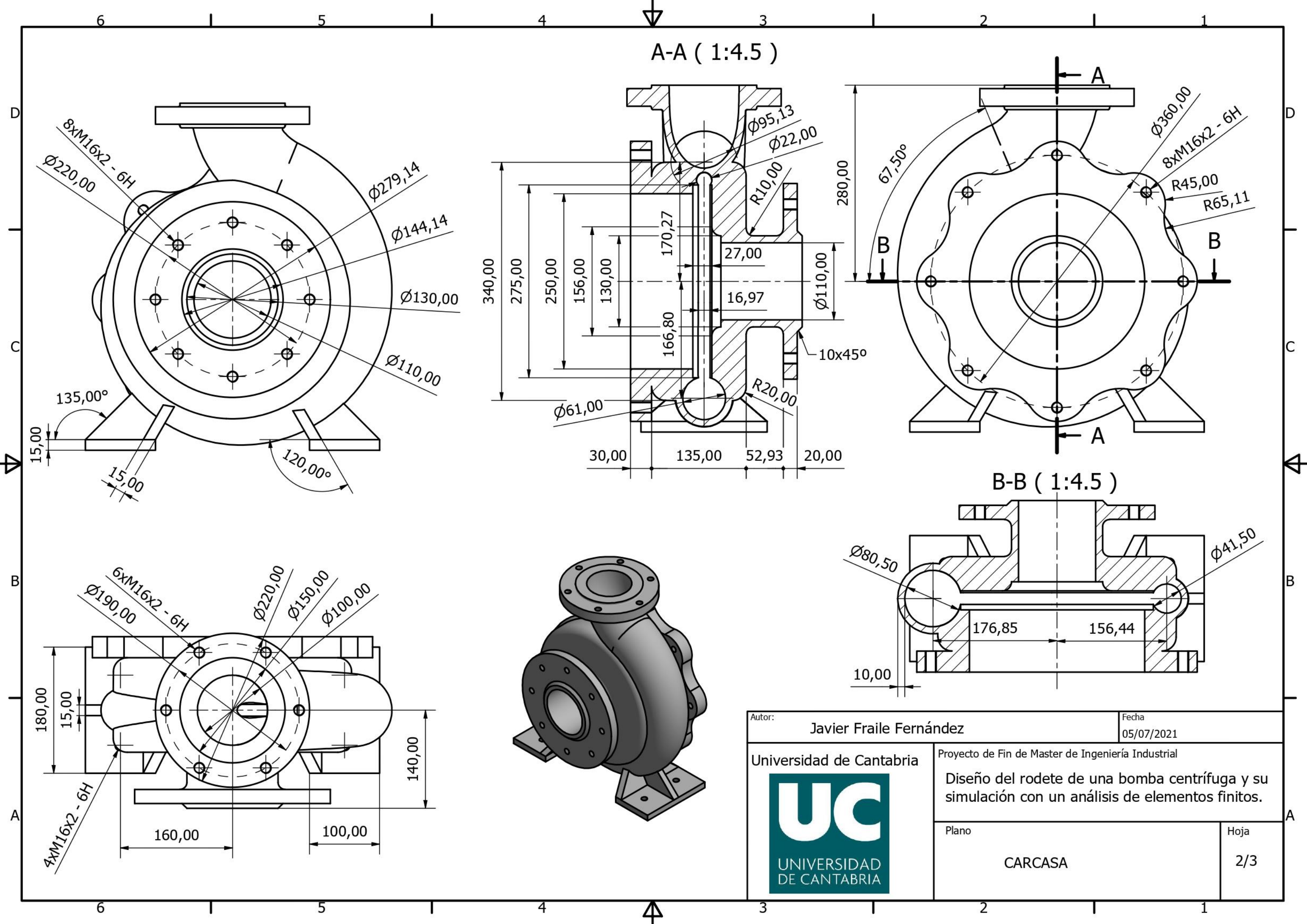
Diseño del rodete de una bomba centrífuga y su simulación con un análisis de elementos finitos.

Plano

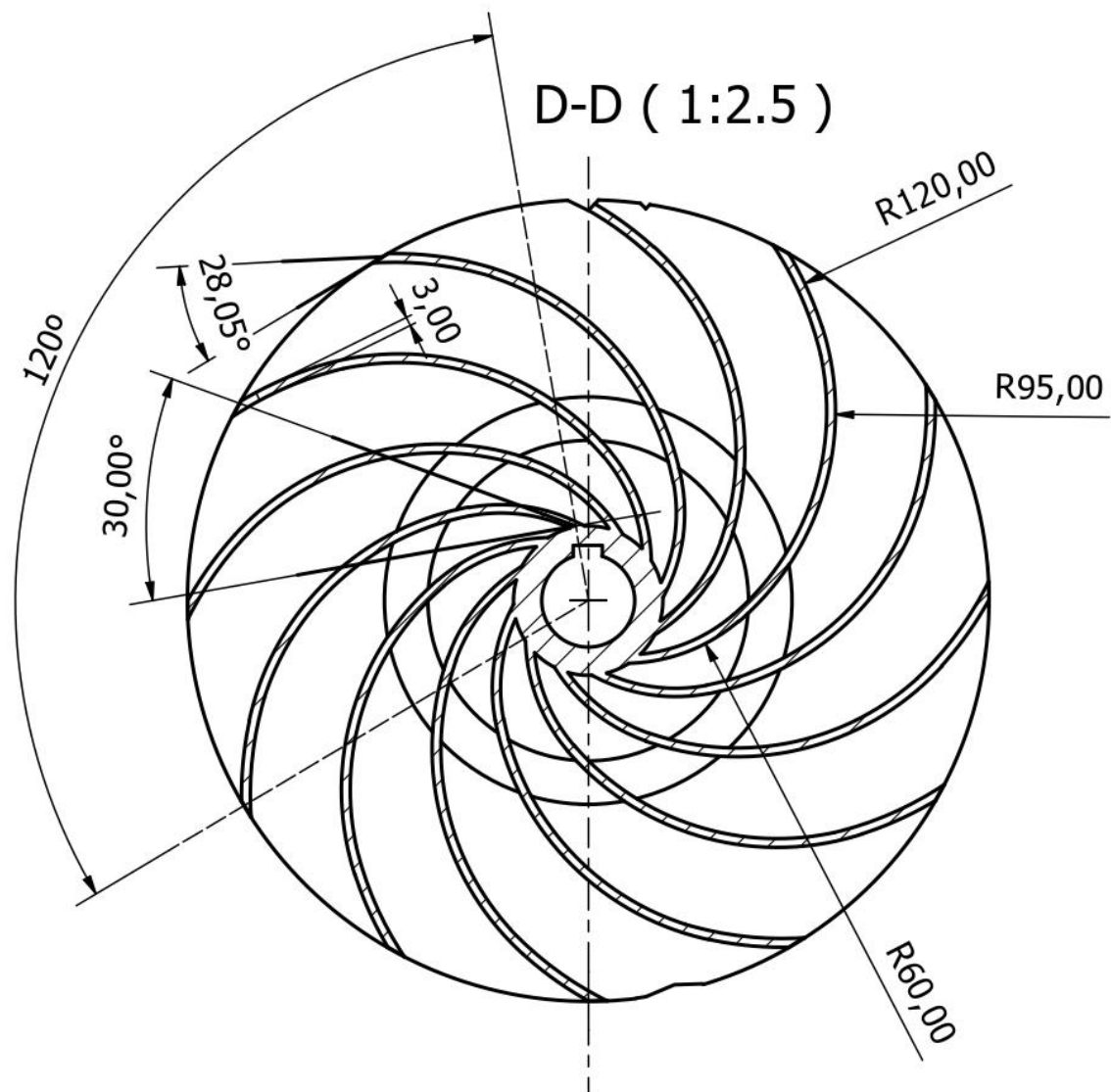
CONJUNTO CARCASA-RODETE

Hoja

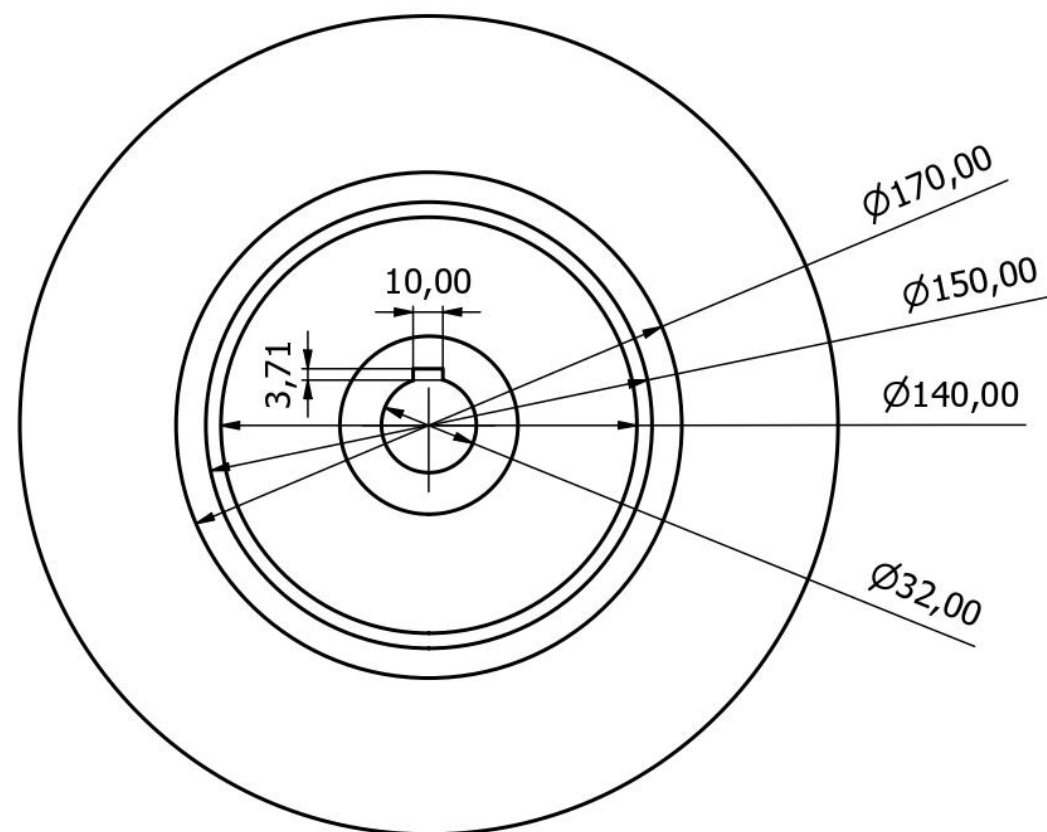
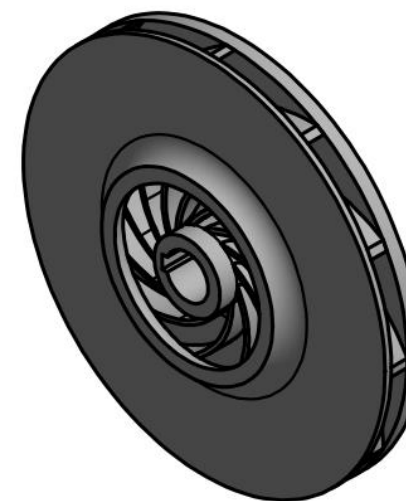
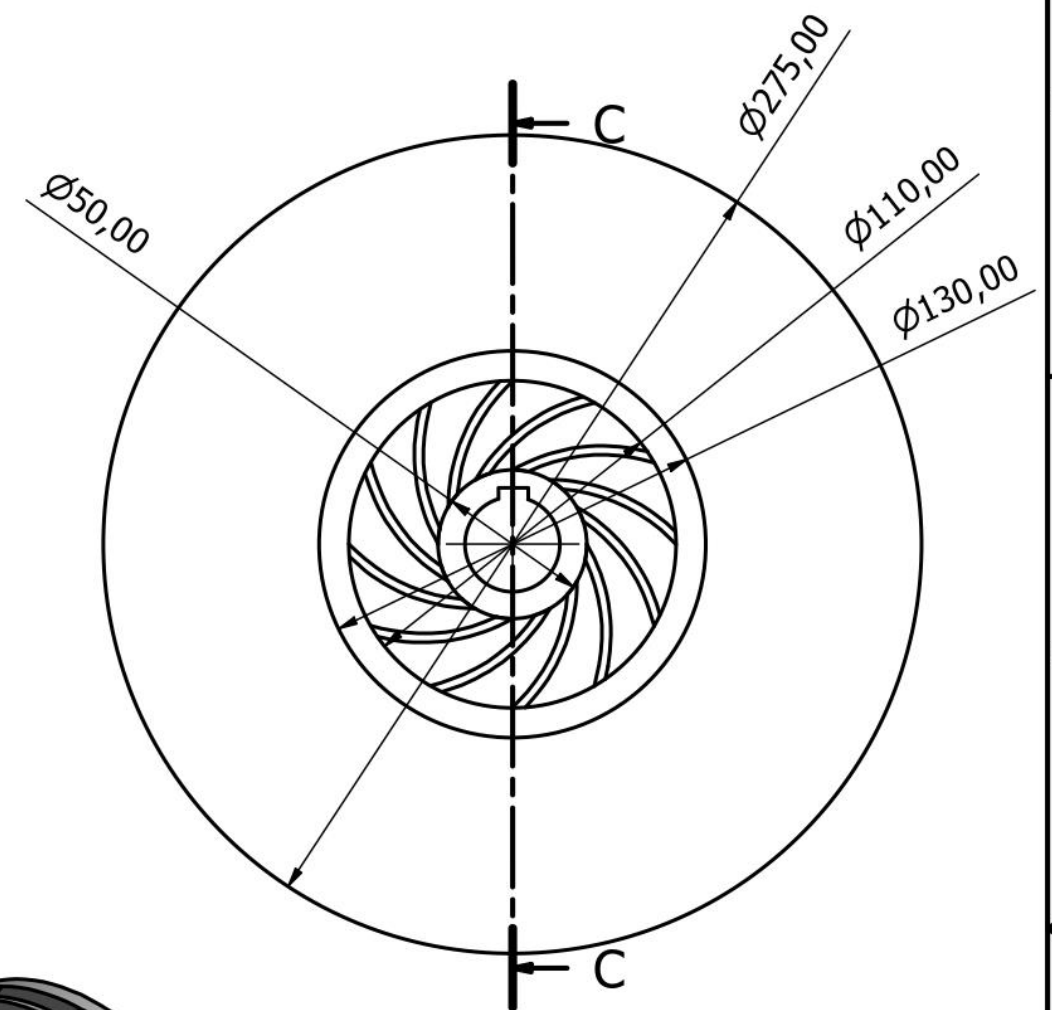
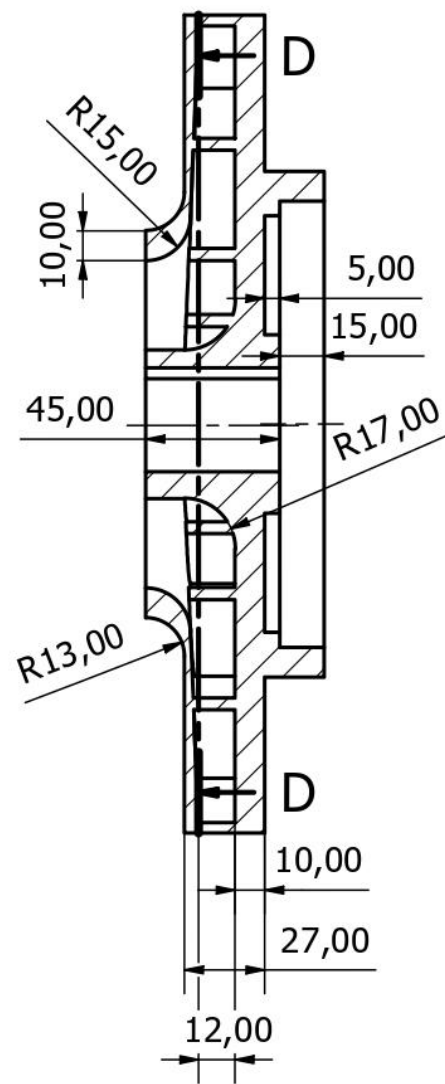
1/3



Autor: Javier Fraile Fernández		Fecha: 05/07/2021	
Universidad de Cantabria		Proyecto de Fin de Master de Ingeniería Industrial	
		Diseño del rodete de una bomba centrífuga y su simulación con un análisis de elementos finitos.	
		Plano: CARCASA	Hoja: 2/3



C-C (1:2.5)



Autor:		Javier Fraile Fernández		Fecha		05/07/2021	
<div>Universidad de Cantabria</div> <div>The logo of the University of Cantabria, featuring the letters 'UC' in white on a teal square background, with the text 'UNIVERSIDAD DE CANTABRIA' below it.</div>		Proyecto de Fin de Master de Ingeniería Industrial					
		Diseño del rodete de una bomba centrífuga y su simulación con un análisis de elementos finitos.					
		Plano				Hoja	
		RODETE				3/3	

PRESUPUESTO

Presupuesto

El presupuesto de este proyecto es el típico de una empresa de ingeniería dedicada al diseño de prototipos. Se tendrá en cuenta los costes de los equipos de diseño, los softwares comerciales necesarios, los recursos humanos utilizados, otros costes, impuestos y beneficios. Hay que tener en cuenta que la duración del proyecto es de 5 meses

Los recursos utilizados se resumen a continuación.

- Equipos de trabajo

Para la realización del proyecto se ha necesitado un computador de gama media además de una base refrigeradora para el propio ordenador.

Ordenador	1500€
Base de refrigeración	21€

- Software

Para diseñar y simular la bomba centrífuga se ha necesitado instalar un programa CAD y otro MEF en el ordenador con el coste que sus licencias comerciales conllevan, además del paquete de Microsoft Office, para la redacción del proyecto.

La licencia de Autodesk Inventor se utiliza exclusivamente para este proyecto. Sin embargo, la empresa ya utiliza Ansys para otros proyectos y se estima que se va a utilizar para 7 proyectos en total a lo largo del año de aproximadamente la misma duración, de forma que a este presupuesto se le aplicará la parte proporcional.

Licencia Autodesk Inventor Professional	363 €/mes
Licencia ANSYS	26400 €/año
Paquete Office 365.....	7 €/mes

- Recursos humanos

El proyectista ha sido un ingeniero industrial nombrado encargado de este proyecto por su empresa. Ha empleado 840 horas para la elaboración y redacción del proyecto.

Ingeniero Industrial.....	23.16 €/h
Seguridad Social.....	31%

- Otros gastos

Conexión a internet.....49 €/mes

Gastos generales.....10%

- Impuestos

IVA.....21%

- Beneficios

Rentabilidad para la empresa.....17%

PRESUPUESTO PARA EL DISEÑO DEL RODETE DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA			
Partidas	Precio unitario (€)	Unidades	Precio total (€)
Equipos de trabajo:			
Ordenador	1500	1	1.500
Base de refrigeración	38	1	38
Software:			
Licencia Autodesk Inventor (mes)	363	5	1.815
Licencia ANSYS (año)	26400	0.1428	3.771,43
Paquete Office 365 (mes)	7	5	35
Recursos humanos:			
Ingeniero Industrial	23.16	840	19.454,4
Seguridad social	Base I. Industrial	31%	6.030,86
Otros gastos:			
Conexión a internet	49	5	245
Subtotal			32.889,69
Gastos generales	Base Subtotal	13%	4.275,66
Beneficio industrial	Base Subtotal	6%	1.973,38
Total (sin I.V.A.)			39.138,73
I.V.A.		21%	8.219,13
Total (I.V.A incluido)			47.357,87

Tabla 22. Presupuesto para el diseño del rodete de una bomba centrífuga.

El presupuesto para el diseño del rodete de una bomba centrífuga y su simulación con un análisis de elementos finitos es de **cuarenta y siete mil trescientos cincuenta y siete euros con ochenta y siete céntimos**.

BIBLIOGRAFÍA

Referencias bibliográficas

- [1] Boletín Oficial de Cantabria, BOC Extraordinario NÚM. 41 del martes, 9 de junio de 2015. Gobierno de Cantabria.
- [2] Jesús Fraile Mora, Máquinas eléctricas. 5ª ed., McGraw-Hill.
- [3] Agustín Martín Domingo, Apuntes de Mecánica de fluidos. Universidad Politécnica de Madrid.
- [4] Ranald V.Giles, Jack B.Evvet, Cheng Liu, Mecánica de los fluidos e hidráulica. 3ª ed., McGraw-Hill.
- [5] C. J. Renedo, I. Fernández Diego, J. Carcedo Haya y F. Ortiz Fernández, Sistemas Energéticos. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria.
- [6] Claudio Matáix, Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. 2ª ed., Madrid: Ediciones del Castillo, S.A.
- [7] José Salmón García, Mecánica de Fluidos. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética, Universidad de Cantabria.
- [8] José Agüera Soriano, Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas Hidráulicas. 5ª ed., Madrid: Ciencia 3, 2002.
- [9] Claudio Matáix, Turbomáquinas hidráulicas: turbinas hidráulicas, bombas y ventiladores. 2ª ed., Madrid: Universidad Pontificia Comillas, 2009.